

Máster Universitario en Ingeniería Industrial
2019-2020

Trabajo Fin de Máster

“Diseño y análisis básico de una central solar térmica de canales cilindro-parabólicos de 200 MW en el Norte de África”

Isabel Arrieta Espinosa

Tutor

Javier Villa Briongos

Leganés, Septiembre de 2020



[Incluir en el caso del interés de su publicación en el archivo abierto]

Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

RESUMEN

La tecnología solar térmica es la única dentro de las renovables, junto con la hidroeléctrica de bombeo, con capacidad de integrar almacenamiento de energía sin necesidad de baterías electroquímicas con eficiencia probada. El continuo desarrollo de esta tecnología, así como las mejoras en los procesos productivos de los componentes de los que hace uso, auguran su expansión en el futuro próximo.

A lo largo de la memoria se establecerá los procesos de cálculo para el modelado básico de los principales sistemas de una central solar térmica de canales cilindro-parabólicos, almacenamiento térmico de 6 horas y refrigeración seca. En primer lugar, se seleccionará la localización de la central, tomando como referencia un caso real y se simulará mediante la herramienta informática SAM. A continuación, se ofrecerá una metodología de cálculo de los elementos principales de la central (campo solar, bloque de potencia y sistema de almacenamiento). El proceso de diseño finalizará con el dimensionado del equipo para la refrigeración por aire.

Por último, se realizará una valoración económica del coste del proyecto y de la rentabilidad de la inversión necesaria.

ABSTRACT

Concentrated solar power technology is the only renewable, along with pumped hydropower, with the ability to integrate energy storage with proven efficiency not relaying in chemical batteries. The continuous development of this technology and the improvements in the manufacturing processes of the components used, foresee its future expansion in the near future.

Throughout the report, calculation methods for the basic modelling of the main systems of a parabolic-trough concentration solar plant with 6 hours thermal storage and dry cooling will be established. First, the location of the plant will be selected taking a real case as reference, being it simulated by SAM software. Next, calculation procedures for the main systems modelling (solar field, power block and storage system) will be shown. The design process will end sizing the air cooler condenser required for the refrigeration of the plant.

Finally, an economic assessment will be performed, providing a value for the capital cost of the project and analyzing the profitability of the initial investment.

ÍNDICE

ÍNDICE DE TABLAS	8
ÍNDICE DE FIGURAS.....	9
1 INTRODUCCIÓN.....	12
1.1 MOTIVACIÓN.....	12
1.2 OBJETIVO.....	13
1.3 ALCANCE DEL PROYECTO	13
2 MARCO ENERGÉTICO ACTUAL Y PERSPECTIVAS.....	15
2.1 SITUACIÓN GLOBAL Y PERSPECTIVAS.....	15
2.2 SITUACIÓN EN ÁFRICA Y PERSPECTIVAS	20
2.2.1 Potencial de las energías renovables en África	25
2.3 ÁFRICA DEL NORTE Y MARRUECOS	27
2.3.1 Marruecos.....	29
3 ESTADO DEL ARTE.....	31
3.1 RECURSO SOLAR.....	31
3.1.1 La radiación solar directa.....	32
3.2 CENTRALES TERMOSOLARES.....	34
3.2.1 Esquema de una central termosolar	34
3.2.2 Principio de funcionamiento.....	35
3.2.3 Configuraciones.....	36
3.3 ALMACENAMIENTO	40
3.4 HIBRIDACIÓN CON COMBUSTIBLES FÓSILES.....	41
3.5 COMPARACIÓN DE TECNOLOGÍAS	42
3.6 PROBLEMÁTICA, PREDICCIONES DE EVOLUCIÓN Y COSTE.....	44
3.6.1 Estado actual.....	45
3.6.2 Coste por configuración.....	45
3.6.3 Tendencias de desarrollo.....	46
4 TECNOLOGÍA SELECCIONADA.....	48
4.1 CAMPO SOLAR	48
4.1.1 Opciones comerciales de canales cilindro-parabólicos para plantas de potencia 48	
4.1.2 Receptores	51
4.1.3 Fluido de trabajo	52
4.1.4 Configuración del campo de colectores	54
4.1.5 Parámetros básicos del colector	56
4.2 BLOQUE DE POTENCIA.....	59

4.2.1	Ciclo Rankine simple	59
4.2.2	Optimizaciones del ciclo Rankine	60
4.2.3	El ciclo Rankine en una planta termosolar	63
4.3	REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA SOLAR	65
4.3.1	Aerocondensador	66
4.3.2	Guía de diseño	67
5	CASO DE ESTUDIO.....	69
5.1	PLANTA DE REFERENCIA: Noor II	70
6	SIMULACIÓN CON SAM	72
6.1	DATOS DE ENTRADA	72
6.1.1	Localización y recurso	72
6.1.2	Diseño del sistema	72
6.1.3	Campo solar	73
6.1.4	Colectores	73
6.1.5	Receptores	73
6.1.6	Ciclo de potencia	73
6.1.7	Almacenamiento térmico	73
6.1.8	Sistema de control	74
6.1.9	Límites de conexión a la red	74
6.1.10	Tiempo de vida y degradación	74
6.1.11	Opciones económicas (Sistema de costes, Parámetros de financieros, Ingresos...).	74
6.2	RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	75
7	MODELADO DEL CAMPO SOLAR	77
7.1	MÉTODO DE CÁLCULO	77
7.1.1	Paso 1: Definir el punto de diseño	77
7.1.2	Paso 2: Cálculo del número de colectores por fila	83
7.1.3	Paso 3: Cálculo del número de filas.....	87
7.1.4	Paso 4: Cálculo del número total de colectores y el área requerida por el campo solar	88
7.1.5	Paso 5: Caracterización del sistema de almacenamiento térmico.....	88
7.1.6	Paso 6: Cálculo del flujo másico total de aceite	89
7.2	RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO	90
8	DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO.....	91
8.1	MÉTODO DE CÁLCULO	91
8.2	RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO	94

9	ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL BLOQUE DE POTENCIA	95
9.1	DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE POTENCIA	95
9.2	CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE CADA PUNTO 97	
9.2.1	Consideraciones	97
9.2.2	Datos de partida	97
9.3	DEFINICIÓN DE PUNTOS	98
9.4	BALANCES DE MASA Y ENERGÍA DE LOS EQUIPOS	112
9.4.1	Calentadores y desgasificador	112
9.4.2	Turbina	117
9.4.3	Bombas	119
9.4.4	Generador de vapor	121
9.4.5	Cálculo de la masa de vapor	121
9.4.6	Potencia de los equipos y rendimiento de la planta	122
9.4.7	Cálculo del flujo másico de aceite sintético por el tren de generación de vapor 122	
9.5	RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO	124
10	MODELADO DEL AEROCONDENSADOR	125
10.1	DATOS DE PARTIDA E HIPÓTESIS	125
10.2	MÉTODO DE CALCULO [24]	127
10.2.1	Especificaciones iniciales	127
10.2.2	Diferencia de temperatura logarítmica media	128
10.2.3	Factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica media. 129	
10.2.4	Estimación del coeficiente global de transferencia de calor	129
10.2.5	Área de transferencia de calor requerida	129
10.2.6	Número de tubos, de filas de tubos y longitud de los tubos	130
10.2.7	Número de pasos por tubo	134
10.2.8	Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor requerido	134
10.2.9	Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos (vapor)	134
10.2.10	Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa (aire)	136
10.2.11	Eficiencia de las aletas	138
10.2.12	Factores de corrección de la temperatura de la pared y la viscosidad 140	
10.2.13	Coeficiente global de transferencia de calor (sin incluir ensuciamiento) 140	
10.2.14	Resistencias por ensuciamiento	141

10.2.15	Coeficiente global de transferencia de calor de diseño.....	141
10.2.16	Over-Surface y Over-Design	142
10.2.17	Pérdida de carga en el lado de los tubos.....	142
10.2.18	Pérdida de carga en el lado del aire.	142
10.2.19	Dimensionamiento del ventilador	143
10.2.20	Dimensionamiento del motor.....	144
10.3	RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO	145
11	ESTUDIO ECONÓMICO	147
11.1	VIABILIDAD DEL PROYECTO	147
11.1.1	Inversión inicial	147
11.1.2	Costes de operación y mantenimiento	149
11.2	INDICADORES ECONÓMICOS	149
11.2.1	LCOE.....	149
11.2.2	Valor Actual Neto (VAN)	150
11.2.3	Tasa Interna de Retorno (TIR)	151
11.2.4	Pay-back	152
11.3	VALORACIÓN DEL ESTUDIO ECONÓMICO.....	152
12	CONCLUSIONES	155
13	POSIBLES MEJORAS	156
	BIBLIOGRAFÍA.....	157
	ANEXO A. RESULTADOS DEL MODELADO DEL CAMPO SOLAR	161
	ANEXO B. RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DEL ALMACENAMIENTO TÉRMICO	169
	ANEXO C. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DEL CICLO DE POTENCIA.....	171
	ANEXO D. RESULTADOS DEL MODELADO DEL AEROCONDEN-.....	177
	ANEXO E: CÓDIGO EES.....	189

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Idoneidad de las localizaciones según DNI. Fuente: Adaptación [8].	33
Tabla 2. Clasificación de centrales solares térmicas según modo de concentración y movilidad del receptor.	36
Tabla 3. Comparación de configuraciones de plantas termosolares (año 2018). Fuente: [18].	43
Tabla 4. Costes derivados de las plantas termosolares. Fuentes: [18][20].	46
Tabla 5. Ventajas y desventajas de los distintos fluidos de trabajo. Fuente: [15].	53
Tabla 6. Características de Noor II. Fuente: [30][31].	70
Tabla 7. Datos Uarazat (Marruecos). Fuente: [30].	70
Tabla 8. Datos Tucson (Arizona).	72
Tabla 9. Configuración de la simulación mediante SAM.	72
Tabla 10. Resultados simulación mediante SAM.	75
Tabla 11. Criterio elección del No. de Reynolds. Fuente: [37].	85
Tabla 12. Resultados del modelado del campo solar.	90
Tabla 13. Características sales HITEC. Fuente: [40][55].	92
Tabla 14. Resumen resultados del dimensionado del almacenamiento térmico.	94
Tabla 15. Resultados del análisis termodinámico del bloque de potencia.	124
Tabla 16. Características de un tubo aleteado de 25.4 mm.	127
Tabla 17. Factores de correlación para banco de tubos con flujo cruzado (Flujo externo). Fuente: [45].	137
Tabla 18. Resultados del modelado del aerocondensador.	145
Tabla 19. Costes de inversión por unidad ($\$/m^2$)($\$/kWh$). Fuente: SAM.	147
Tabla 20. Coste de inversión del caso de estudio.	148
Tabla 21. Costes de operación y mantenimiento. Fuente: [48].	149
Tabla 22. LCOE resto de tecnologías. Fuente: Base de datos de IRENA, [50].	154
Tabla A. 1. Características del colector SENERtrough-2. Fuente: [51][55].	163
Tabla A. 2. Características del tubo absorbedor Schott PTR70 2008. Fuente: SAM.	163
Tabla A. 3. Propiedades del Therminol VP-1 a 343°C.	164
Tabla A. 4. Calores específicos del Therminol VP-1 a las temperaturas límite.	165
Tabla A. 5. Radiación directa horaria del día de diseño. Fuente: SAM.	166
Tabla C. 1. Propiedades termodinámicas de los puntos del ciclo.	172
Tabla C. 2. Fracciones de vapor extraídas.	175
Tabla C. 3. Trabajo específico de las etapas de la turbina.	175
Tabla C. 4. Trabajo específico de las bombas.	175
Tabla C. 5. Calor intercambiado en el tren de generación de vapor.	175
Tabla C. 6. Potencia de los equipos principales.	176
Tabla C. 7. Potencia neta.	176
Tabla C. 8. Propiedades del aceite por el tren de generación de vapor.	176
Tabla D. 1. Propiedades del vapor al pasar por el condensador.	177
Tabla D. 2. Propiedades del aire a 37.41°C.	178
Tabla D. 3. Número de tubos del aerocondensador.	182
Tabla D. 4. Propiedades del vapor a las temperaturas T_f y T_v .	183
Tabla D. 5. Parámetros de las aletas.	185

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Distribución por fuente de energía de la generación eléctrica mundial en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	15
Figura 2. Evolución de la generación eléctrica mundial por fuente de energía (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	16
Figura 3. Evolución de la contribución al mix eléctrico por fuente de energía (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	17
Figura 4. Evolución de la capacidad eléctrica instalada por fuente de energía, (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	18
Figura 5. Evolución de la generación eléctrica por región (2017-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	19
Figura 6. Evolución de la participación en la generación eléctrica por regiones (2017-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	19
Figura 7. Población sin acceso a tecnología limpia para cocinar en África 2018. Fuente: [1].	20
Figura 8. Población sin acceso a electricidad en África 2018. Fuente: [1].	21
Figura 9. Distribución de los recursos naturales en África a finales de 2005. Fuente: Adaptación [2].	22
Figura 10. Distribución de la procedencia de la energía primaria consumida en África en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	22
Figura 11. Distribución de la procedencia de la electricidad generada en África en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	23
Figura 12. Distribución de la producción eléctrica en África por región y fuente en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	23
Figura 13. Evolución de la generación eléctrica por fuente en África (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	24
Figura 14. Evolución del mix eléctrico en África (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].	25
Figura 15. Potencial renovable de África. Fuente: [4].	27
Figura 16. Capacidad renovable en el Norte de África. Fuente: Elaboración propia. Datos: [6].	28
Figura 17. Evolución de la capacidad renovable instalada en Marruecos (2010-2018). Fuente: Elaboración propia. Datos: [6].	30
Figura 18. Radiación solar. Fuente: [9].	31
Figura 19. Componentes de la radiación. Fuente: Elaboración propia.	32
Figura 20. Mapa de irradiación solar directa. Fuente: [10].	33
Figura 21. Bloques principales de una central termosolar de canales cilindro-parabólicos. Fuente: Adaptación (Traducción) [11].	34
Figura 22. Diagrama de proceso de una planta solar térmica. Fuente: Elaboración propia.	36
Figura 23. Central termosolar de canales cilindro-parabólicos. Fuente: [13].	37
Figura 24. Central termosolar de heliostatos con receptor central en torre. Fuente: [14].	38
Figura 25. Concentración solar con reflectores lineales Fresnel. Fuente: [15].	38
Figura 26. Central solar con reflectores lineales Fresnel. Fuente: [16].	39
Figura 27. Central solar con discos parabólicos. Fuente: [17].	39
Figura 28. Combinación de hibridación con almacenamiento. Fuente: [11].	41

Figura 29. Estado de la tecnología solar térmica. Fuente: [20].	45
Figura 30. Estructura torque box. Fuente: [15].	49
Figura 31. Estructura torque tube. Fuente: [15].	50
Figura 32. Estructura de marco metálico. Fuente: [15].	50
Figura 33. Esquema de un lazo. Fuente: [9].	51
Figura 34. Esquema de un tubo absorbedor. Fuente: [9].	52
Figura 35. Configuración de retorno directo. Fuente: Adaptación [15][21].	54
Figura 36. Configuración de retorno indirecto. Fuente: Adaptación [15][21].	55
Figura 37. Configuración de alimentación central. Fuente: Adaptación [15][21].	55
Figura 38. Configuración en H. Fuente: Elaboración propia.	56
Figura 39. Radiación solar sobre un colector de canal cilindro-parabólico 1. Fuente: [15].	57
Figura 40. Radiación solar sobre un colector de canal cilindro-parabólico 2. Fuente: [9].	58
Figura 41. Pérdidas ópticas en un colector de canal cilindro-parabólico. Fuente: [9].	59
Figura 42. Ciclo Rankine simple ideal. Fuente: [22].	60
Figura 43. Ciclo Rankine con sobrecalentamiento. Fuente: [22].	61
Figura 44. Ciclo Rankine con recalentamiento. Fuente: [22].	62
Figura 45. Ciclo Rankine con regenerativo con sobrecalentamiento y recalentamiento. Fuente: [22].	63
Figura 46. Esquema del ciclo de potencia de una planta termosolar. Fuente: [23].	63
Figura 47. Aerocondensador de tiro inducido. Fuente: [25].	66
Figura 48. Tubo aletado. Fuente: [26].	67
Figura 49. Bandeja de tubos de un intercambiador de calor. Fuente: [27].	67
Figura 50. Complejo solar Noor. Fuente: [30].	69
Figura 51. Bloque de potencia de Noor II. Fuente: Adaptación [30].	71
Figura 52. Curva de operación del sistema de almacenamiento para el día de diseño. Fuente: SAM.	76
Figura 53. Variación de la declinación a lo largo del año. Fuente: [57].	79
Figura 54. Ángulo horario a lo largo del día. Fuente: [57].	80
Figura 55. Geometría solar. Fuente: [57].	80
Figura 56. Coordenadas esféricas a cartesianas. Fuente: Desconocida.	81
Figura 57. Vector solar en cartesianas. Fuente: Adaptación [34].	81
Figura 58. Esquema del ciclo de potencia para el caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.	96
Figura 59. Calentador 7 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.	113
Figura 60. Calentador 6 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.	113
Figura 61. Calentador 5 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.	114
Figura 62. Desgasificador. Fuente: Elaboración propia.	114
Figura 63. Calentador 4 de media presión. Fuente: Elaboración propia.	115
Figura 64. Calentador 3 de media presión. Fuente: Elaboración propia.	116
Figura 65. Calentador 2 de baja presión. Fuente: Elaboración propia.	116
Figura 66. Calentador 1 de baja presión. Fuente: Elaboración propia.	117
Figura 67. Turbina de alta presión. Fuente: Elaboración propia.	118
Figura 68. Turbina de media presión. Fuente: Elaboración propia.	118
Figura 69. Turbina de baja presión. Fuente: Elaboración propia.	119
Figura 70. Bomba de condensador. Fuente: Elaboración propia.	120
Figura 71. Bomba de alimentación. Fuente: Elaboración propia.	120

Figura 72. Tren de generación de vapor. Fuente: Elaboración propia.....	121
Figura 73. Aerocondensador de una planta industrial. Fuente: [41].	125
Figura 74. Módulo de un aerocondensador. Fuente: [41].	125
Figura 75. Representación de la división en módulos de un aerocondensador. Fuente: Elaboración propia.	126
Figura 76. Diagrama de temperaturas en un intercambiador con cambio de fase del fluido caliente. Fuente: Adaptación de [42].	129
Figura 77. Ancho de un módulo. Fuente: Elaboración propia.	131
Figura 78. Flujos en un aerocondensador. Fuente: [43].	132
Figura 79. Geometría del aerocondensador. Fuentes: Adaptación [41].	132
Figura 80. Eficiencia de una aleta anular de perfil rectangular. Fuente: [46].	139
Figura 81. Circuito térmico (sin resistencias de ensuciamiento). Fuente: Elaboración propia.....	140
Figura 82. Circuito térmico (con ensuciamiento). Fuente: Elaboración propia.	141
Figura 83. Factor de fricción y factor de correlación para banco de tubos en flujo cruzado. Fuente: [45].	143
Figura 84. Distribución de la inversión inicial entre partidas. Fuente: Elaboración propia.	149
Figura 85. Generación eléctrica mensual del caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.....	150
Figura 86. Costes de inversión según capacidad, tipo de colector y horas de almacenamiento. Fuente: [48].	153
Figura 87. LCOE según capacidad, tipo de colector y horas de almacenamiento. Fuente: [48].	153
Figura C. 1. Diagrama T-s del ciclo termodinámico. Fuente: Elaboración propia.....	174

1 INTRODUCCIÓN

1.1 MOTIVACIÓN

El consumo energético, y en especial, eléctrico constituye uno de los principales indicadores del desarrollo de una sociedad. La electricidad se emplea para la alimentación de hospitales, colegios, industrias y, con participación creciente, en el transporte, elementos fundamentales en las economías modernas.

En la actualidad, el mundo se enfrenta a un doble reto: en primer lugar, hacer frente al previsible crecimiento de la demanda energética, ligado al continuo desarrollo socio-económico, así como reducir las emisiones contaminantes vertidas a la atmósfera en la lucha contra el conocido “calentamiento global”.

En las regiones con economías emergentes, el consumo eléctrico aumenta debido al mayor crecimiento de los sectores industria y servicios, grandes consumidores de este bien, debido al desarrollo de su actividad económica. Esta progresión en la economía se traduce en un aumento de la prosperidad de los habitantes, con una consecuente subida del consumo individual. Por otra parte, los países con economías desarrolladas experimentan un incremento en los niveles de consumo a causa de la mayor electrificación y digitalización de los sistemas, que se verá en gran parte equilibrado con las mejoras en la eficiencia de los medios consumidores.

La reducción de las emisiones contaminantes causantes del calentamiento global se consigue mediante la actuación en dos ámbitos: la mejora de eficiencia de los procesos y la descarbonización del sistema en favor del empleo de fuentes de carácter renovable. La eficiencia se logra por la evolución de la tecnología, a través de la reducción de la energía requerida por los sistemas consumidores, mientras que la descarbonización del sistema se alcanza con el desarrollo y progresiva integración de las tecnologías renovables en sustitución de las tradicionales centrales térmicas.

Por otra parte, la transición energética hacia fuentes de energía renovable responde no solo a intereses medioambientales, sino también a la necesidad de encontrar una solución al agotamiento de los recursos fósiles, así como a criterios económicos tales como la reducción de la dependencia energética que presentan algunos países de estas fuentes de energía y cuyo coste se incrementa gradualmente dado su carácter finito.

Se pronostica una progresiva electrificación de todos los ámbitos de la sociedad, incluida la producción de calor para procesos industriales, así como del transporte con el desarrollo de combustibles sintéticos, con especial énfasis en el vehículo eléctrico, en auge en estos días. Sin embargo, la electrificación del sistema y el reemplazo de los combustibles fósiles por alternativas de naturaleza renovable no están exentos de problemática, la incapacidad de almacenar energía en forma eléctrica así como la intermitencia de los recursos de los que hacen uso las tecnologías renovables en mayor expansión actualmente, solar fotovoltaica y eólica, hace imperativo el desarrollo de sistemas de almacenamiento energético en otras formas de energía, en este caso basados en baterías electroquímicas, costosas, de ciclo de vida corto y con impacto ambiental en su producción y reciclado.

La tecnología solar térmica se presenta como solución a este problema, siendo por su principio de funcionamiento, integrables con almacenamiento de energía térmica y siendo posible su hibridación con sistemas de respaldo fósiles, habitualmente de ciclo

combinado. De esta manera, la tecnología solar térmica se desliga del recurso solar, siendo gestionable y flexible en su producción. La dificultad que encara esta tecnología a día de hoy es su elevado coste, sin embargo, es de prever que, en las décadas venideras, conforme su desarrollo tecnológico y la mejora de los procesos productivos aumenten, alcanzando economías de escala tanto a nivel comercial como de capacidad, la competitividad de las plantas solares de concentración se equipare al resto de tecnologías.

Al hacer uso de calor, las localizaciones óptimas para las plantas solares térmicas son aquellas con gran recurso solar como son el Norte de África, Oriente Medio o el Sudoeste de Estados Unidos, donde se establecen proyectos de gran envergadura como es el caso de DEWA (Dubái), en construcción de un complejo solar térmico de 700 MW. La contrapartida de estos lugares con grandes niveles de radiación solar es que habitualmente presentan escasez de agua, necesaria para la refrigeración de la planta, lo que hace necesario valorar alternativas como la refrigeración seca o la concepción de plantas multipropósito (desalinización, tratamiento de aguas residuales).

Por todo lo expuesto anteriormente, se plantea como realizar un modelo básico de una central solar térmica de canales cilindro-parabólicos de 200 MW con almacenamiento térmico de 6 horas y refrigeración seca en Marruecos.

1.2 OBJETIVO

El propósito de este proyecto de fin de estudios es aplicar los conocimientos adquiridos al diseño y análisis básico de la ingeniería conceptual de una central solar de concentración de canales cilindro-parabólicos con almacenamiento térmico en sales fundidas. El proceso de diseño se concreta en los siguientes objetivos específicos:

- Simulación mediante software (SAM) de la planta a diseñar.
- Dimensionado del campo solar y sistema de almacenamiento térmico.
- Análisis del ciclo termodinámico.
- Dimensionado del sistema de refrigeración por aire.
- Valoración económica de los resultados obtenidos.

1.3 ALCANCE DEL PROYECTO

El documento se divide en cinco bloques principales bien diferenciados:

- Análisis del marco energético mundial, africano, norte africano y marroquí y perspectivas futuras: el objetivo de este apartado es ofrecer una visión del papel que jugarán las energías renovables desde el momento actual hasta las siguientes décadas a fin de resaltar la importancia de la tecnología solar de concentración.
- Estado del arte: se describe el principio de funcionamiento de una central solar térmica, las partes que las componen, las variantes existentes, el estado actual y las líneas de desarrollo de esta tecnología a nivel general.
- Tecnología seleccionada: se ahonda en las particularidades de las plantas solares de canales cilindro-parabólicos y se introducen los conceptos básicos detrás de cada uno de los elementos a modelar/analizar.
- Caso de estudio: se describe el caso de estudio a analizar y la planta tomada como referencia. Esta parte se divide a su vez en cinco puntos más:

- Simulación de la planta de referencia: se realiza una simulación mediante el software SAM a fin de tener una orientación de la validez de los cálculos a realizar en puntos posteriores.
- Modelado del campo solar: se presenta el proceso a seguir para el dimensionamiento del campo solar.
- Análisis del bloque de potencia: se estudian los procesos termodinámicos dados en el ciclo de potencia, con el objetivo de definir todos sus puntos.
- Modelado del sistema de almacenamiento: se describe el proceso de dimensionado básico de los tanques de almacenamiento y cuantificación del fluido térmico de almacenamiento necesario.
- Modelado del condensador: se muestra el proceso de diseño básico del aerocondensador.
- Análisis económico: se valoran los costes de inversión del caso de estudio, ofreciendo indicadores económicos para evaluar su rentabilidad.

Al final de cada proceso de cálculo descrito se resumen y analizan los resultados obtenidos tras la aplicación al caso de estudio.

- Conclusiones y posibles mejoras: se extraen conclusiones mediante la valoración de los resultados obtenidos en los procesos de modelado y análisis, con la posterior identificación de los aspectos a perfeccionar, así como de las líneas de desarrollo para la continuación del proyecto.

Además, se incluye en los Anexos A, B, C y D, el desarrollo de los cálculos aplicados al caso de estudio.

NOTA: Todos los cálculos se han realizado con el software EES, siendo las propiedades termodinámicas de los fluidos obtenidas de su base de datos.

2 MARCO ENERGÉTICO ACTUAL Y PERSPECTIVAS

Con el propósito de encuadrar el caso de estudio dentro del panorama energético actual y sus perspectivas de futuro, se analiza el marco energético, desde el punto de vista eléctrico, presente y las previsiones ofrecidas por la *Internacional Energy Agency (IEA)* [1], a nivel global como continental y regional aplicado al caso de estudio.

2.1 SITUACIÓN GLOBAL Y PERSPECTIVAS

En la actualidad, la electricidad que sustenta el mundo es generada mayoritariamente a partir de fuentes fósiles en centrales térmicas convencionales. En el año 2018 la electricidad generada aumentó en un 3.9% respecto al año anterior, generándose 26,603 TWh eléctricos. Analizando el mix eléctrico mundial para ese año, el carbón se consolidó como la fuente principal de electricidad seguido del gas natural, constituyendo los recursos fósiles un 74% de la electricidad producida, como se desglosa en la Figura 1.

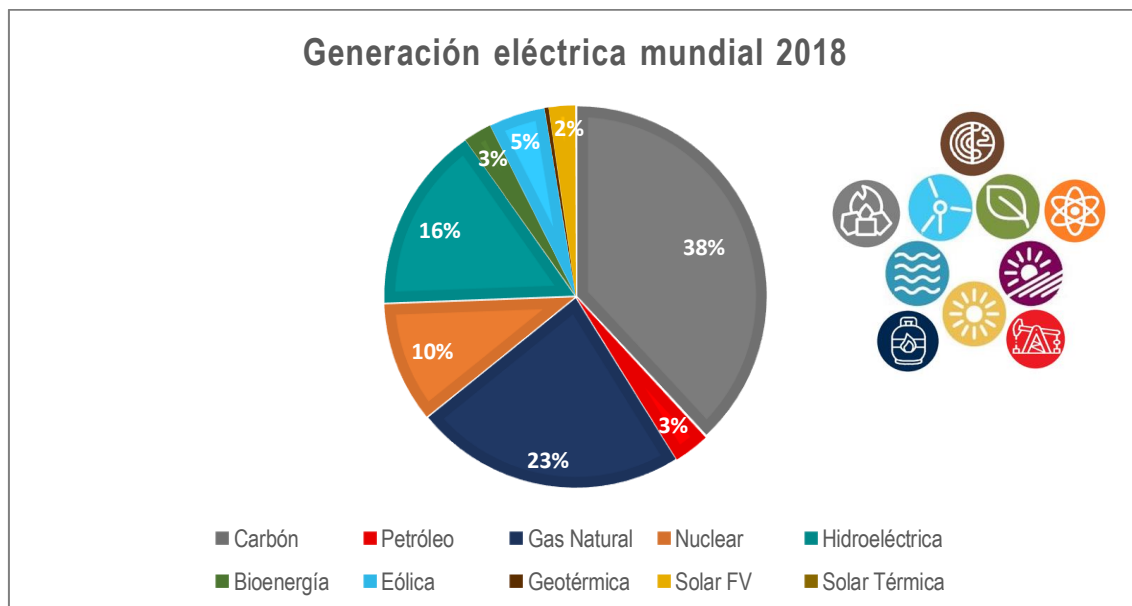


Figura 1. Distribución por fuente de energía de la generación eléctrica mundial en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

El carbón, con un 38% de participación en la generación global, percibió un aumento en su consumo desde 2017, a causa del crecimiento económico en Asia, siendo sus principales usuarios China, India e Indonesia. A pesar de ello, perdió cuota en el mix eléctrico respecto al año previo debido a la tendencia de numerosas economías avanzadas a la reducción y posterior eliminación de su uso, en el afán del cumplimiento de las políticas medioambientales, así como por el incremento de la competitividad económica de las tecnologías renovables o de ciclo combinado.

El gas natural aumentó su cuota un 4.6% en 2018, constituyendo un 23% del total, estando cuatro quintas partes de su consumo localizadas en Estados Unidos, China y Oriente Medio. Además, es pronosticada una próxima bajada de los precios del gas natural debido al aumento de las inversiones en Gas Natural Licuado (GNL), con lo que el consumo de gas natural crecerá.

El petróleo contó un 3% de la generación eléctrica, experimentando una bajada de un 2% respecto al año previo. Sin embargo, es posible un aumento de su empleo para este fin a corto plazo a causa de la sustitución de este combustible en favor de alternativas eléctricas o gas natural en el transporte, conllevando un excedente de petróleo que conduzca a darle salida mediante la producción de electricidad. A largo plazo, a causa de la mayor presencia de las renovables, así como por la finalización de la explotación de los yacimientos actuales, su participación en la producción de electricidad se verá eliminada.

La energía nuclear mantuvo su participación en el mix eléctrico constante respecto al año anterior, un 10%.

En cuanto a las tecnologías renovables, la energía solar fotovoltaica y eólica experimentaron un aumento en su contribución a la producción de electricidad de un 2% y 5%, respectivamente, en comparación al año previo.

A continuación, se exponen las previsiones de la tendencia del consumo eléctrico marcando como horizonte temporal el año 2040, elaboradas por la Organización Internacional de la Energía (IEA), para el escenario de las políticas establecidas.

El continuo desarrollo de las economías, tanto desarrolladas como emergentes responde con un aumento de la demanda eléctrica, siendo estimado un crecimiento del 2.1% al año hasta 2040 a causa del incremento de la digitalización, refrigeración de espacios y la electrificación del transporte.

Analizando la generación eléctrica por su fuente de procedencia, destaca el crecimiento de la participación del conjunto de las tecnologías renovables, proveyendo de un 44% de la demanda eléctrica en el año 2040, especialmente a partir de la tecnología eólica y solar fotovoltaica. Se estima un aumento total de la generación de un 62% desde 2018, alcanzando los 41,373 TWh en 2040.

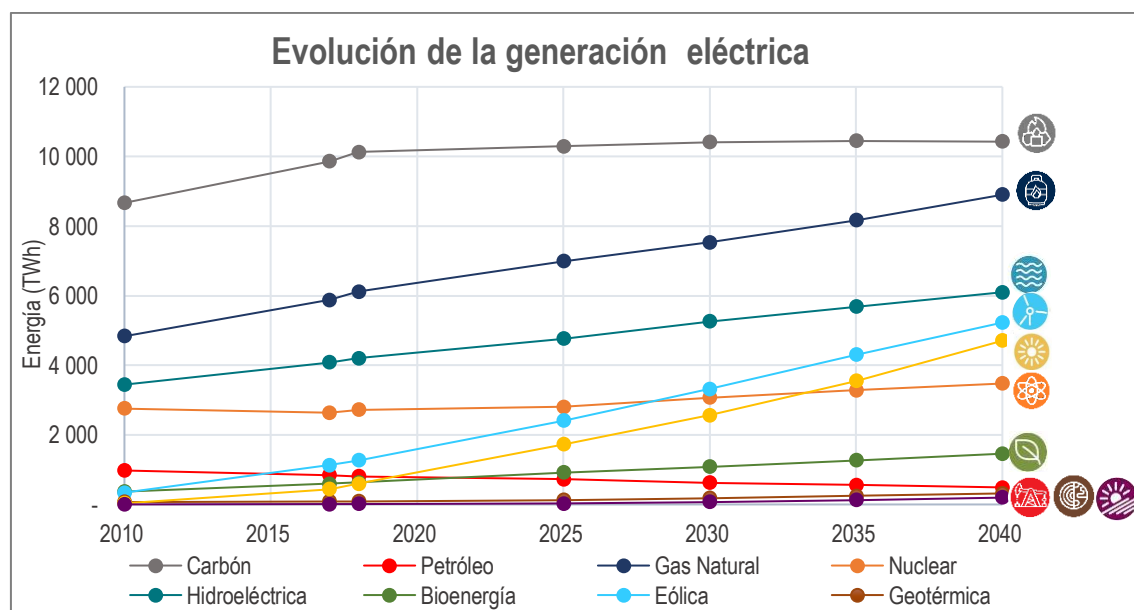


Figura 2. Evolución de la generación eléctrica mundial por fuente de energía (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

- El carbón se mantiene como la fuente de energía más empleada en la generación de electricidad, sin embargo, el crecimiento de su uso se ve frenado en 2030, manteniendo cierta estabilidad en los años posteriores. Como antecedente, en 2018, las decisiones de inversión para la construcción de nuevas centrales térmicas de carbón alcanzaron mínimos históricos. Se estima un incremento del uso de carbón para la producción de electricidad de un 0.1% para el año 2040, disminuyendo su cuota en el mix eléctrico a un 25%.
- El gas natural seguirá presentando una tendencia creciente en su uso, hasta duplicarse su empleo para la generación eléctrica. Esto se debe a la flexibilidad de las tecnologías que lo emplean, el ciclo combinado, cuya velocidad de respuesta y capacidad a carga parcial las postulan como las tecnologías más adecuadas para acompañar a las tecnologías renovables en su integración en el sistema eléctrico ya sea mediante hibridación con ellas o empleándolas como sistemas de respaldo. De esta manera, la participación del gas natural como fuente de producción de energía eléctrica se mantiene en un 22% de la producción para el año 2040.
- La energía nuclear, a pesar de aumentar su generación eléctrica en una media de un 4.5% anual, su cuota en el total de la producción se ve reducida en un 2% respecto al año 2018. Esto se debe a la disminución de costes de las tecnologías renovables y el previsto incremento de su capacidad instalada, planteándose como fuentes de energía no emisoras preferentes en detrimento de la energía nuclear.

Respecto a la evolución de la capacidad instalada, se prevé un aumento de un 80% de la capacidad total para el año 2040, 13,109 GW, un 55% correspondiente a tecnologías renovables. La tecnología solar fotovoltaica se convierte en la fuente de energía con mayor capacidad instalada, superando al carbón y a la tecnología eólica, cuyo crecimiento también es significativo.

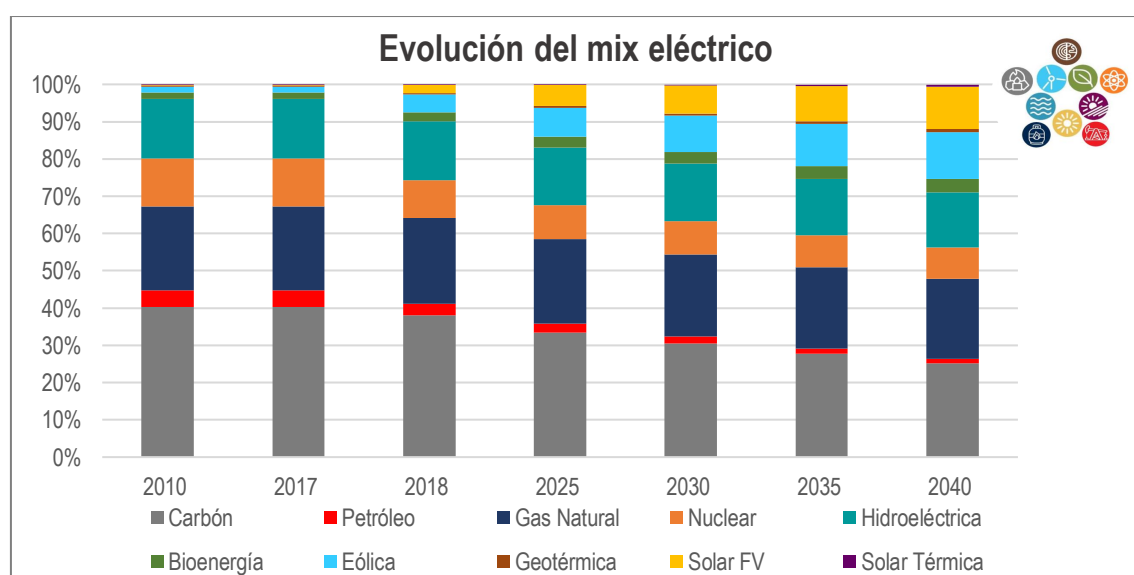


Figura 3. Evolución de la contribución al mix eléctrico por fuente de energía (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

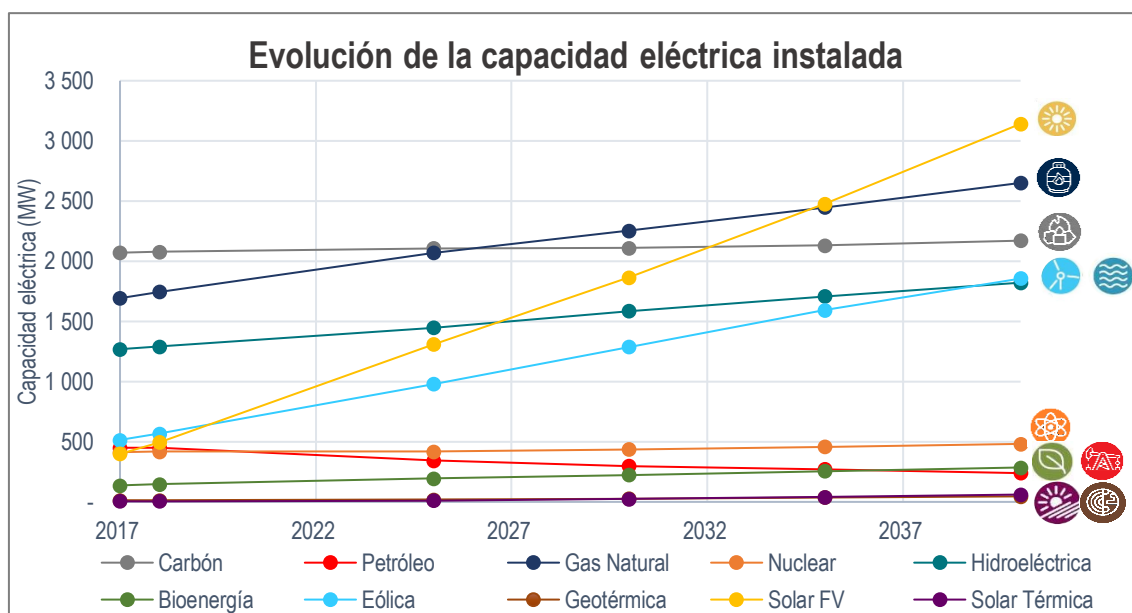


Figura 4. Evolución de la capacidad eléctrica instalada por fuente de energía, (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

De manera resumida, se puede extraer que, a excepción del gas natural, las centrales térmicas convencionales mantienen su capacidad instalada relativamente constante a lo largo del tiempo. La capacidad instalada del gas natural, por la condición de flexibilidad de su tecnología asociada aumentaría acompañando el crecimiento de las tecnologías renovables.

Realizando un estudio de la evolución de la demanda de electricidad por regiones, dentro del crecimiento de un 2.1% anual, se observan dos tendencias diferenciadas entre economías emergentes y desarrolladas.

- En economías desarrolladas, la generación de electricidad es creciente, constituyendo un 0.7% del incremento anual de la demanda previsto. De manera general, la curva de la evolución de la demanda se verá aplanada e incluso decreciente debido al equilibrio entre la electrificación de la calefacción y el transporte y la digitalización de sistemas, y las mejoras en la eficiencia.
- Las economías emergentes se adjudican un 1.3% del crecimiento de la demanda eléctrica anual. Sin embargo, la evolución de la demanda de estas economías se ve frenada con respecto al inicio del milenio, creciendo a un ritmo más lento. El aumento de las necesidades de generación de estas regiones se ve influenciado por el desarrollo de la economía: el continuo crecimiento de la industria (gran consumidor) conlleva un aumento de la prosperidad de la población, que incide en la mayor expansión del sector servicios aumentando la demanda.

Los datos expuestos en la Figura 5 muestran la tendencia creciente de todas las economías en el consumo de energía eléctrica. Se hace notar el desglose realizado para enfatizar la contribución de China e India en este aspecto, cuya demanda se engloba dentro de Asia del Pacífico.

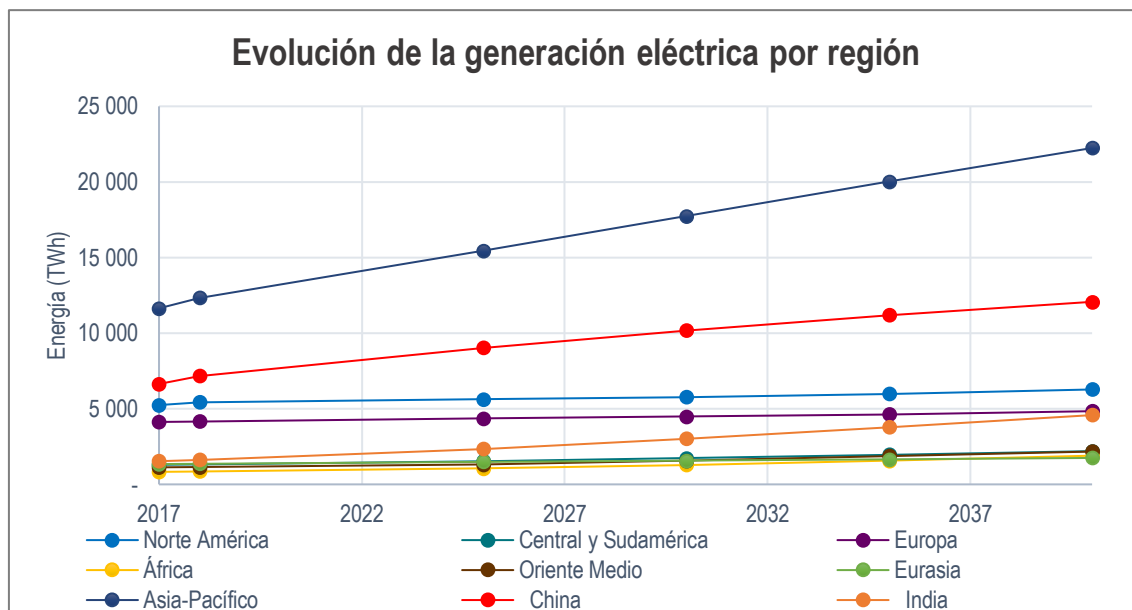


Figura 5. Evolución de la generación eléctrica por región (2017-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

China continúa como el mayor consumidor de electricidad en el año 2040, aumentando su demanda en un 70% en comparación con el año 2018 y constituyendo dos quintas partes de la generación eléctrica total del año 2040.

Estados Unidos y Europa conforman un 70% de la demanda total de las economías avanzadas actualmente, con un 20% y 16% del consumo global respectivamente en el año 2018, sin embargo, en el año 2040 verán reducida su participación en la producción de electricidad a un 15% y 12%.

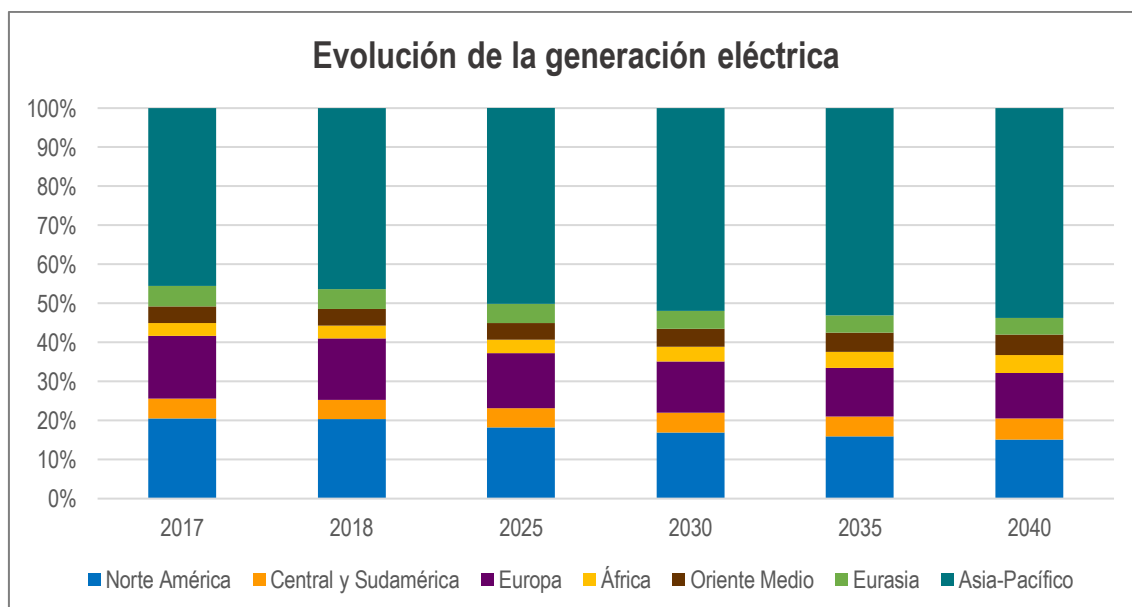


Figura 6. Evolución de la participación en la generación eléctrica por regiones (2017-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

En conclusión, la energía eléctrica, indispensable para el funcionamiento de la sociedad, crecerá en importancia en el horizonte de los próximos 20 años tanto en economías avanzadas como emergentes, exigiendo la ampliación de la capacidad de generación existente, siendo especialmente importante en estas últimas economías. Las energías renovables entran como alternativa sostenible a las centrales térmicas tradicionales, aumentando su presencia en el panorama eléctrico gracias al abaratamiento de costes que acompaña al desarrollo tecnológico y a la curva de la experiencia.

2.2 SITUACIÓN EN ÁFRICA Y PERSPECTIVAS

Un suministro eléctrico estable es fundamental para el crecimiento económico de cualquier región. El continente africano concentra un 17% de la población mundial, atendiendo a datos del año 2018, 1.27 billones de personas, de los cuales, alrededor del 85% pertenece a África Subsahariana.

El nivel de desarrollo económico y energético presenta grandes diferencias entre regiones, mientras que África del Norte ha alcanzado el acceso casi universal a la electricidad (97%), África Subsahariana (exceptuando Sudáfrica) concentra países considerados los más pobres del planeta, existiendo un 17% de la población sin acceso a tecnología limpia para cocinar (gas natural, biogás, electricidad, GLP) y un 45% sin acceso a la electricidad, en el año 2018.

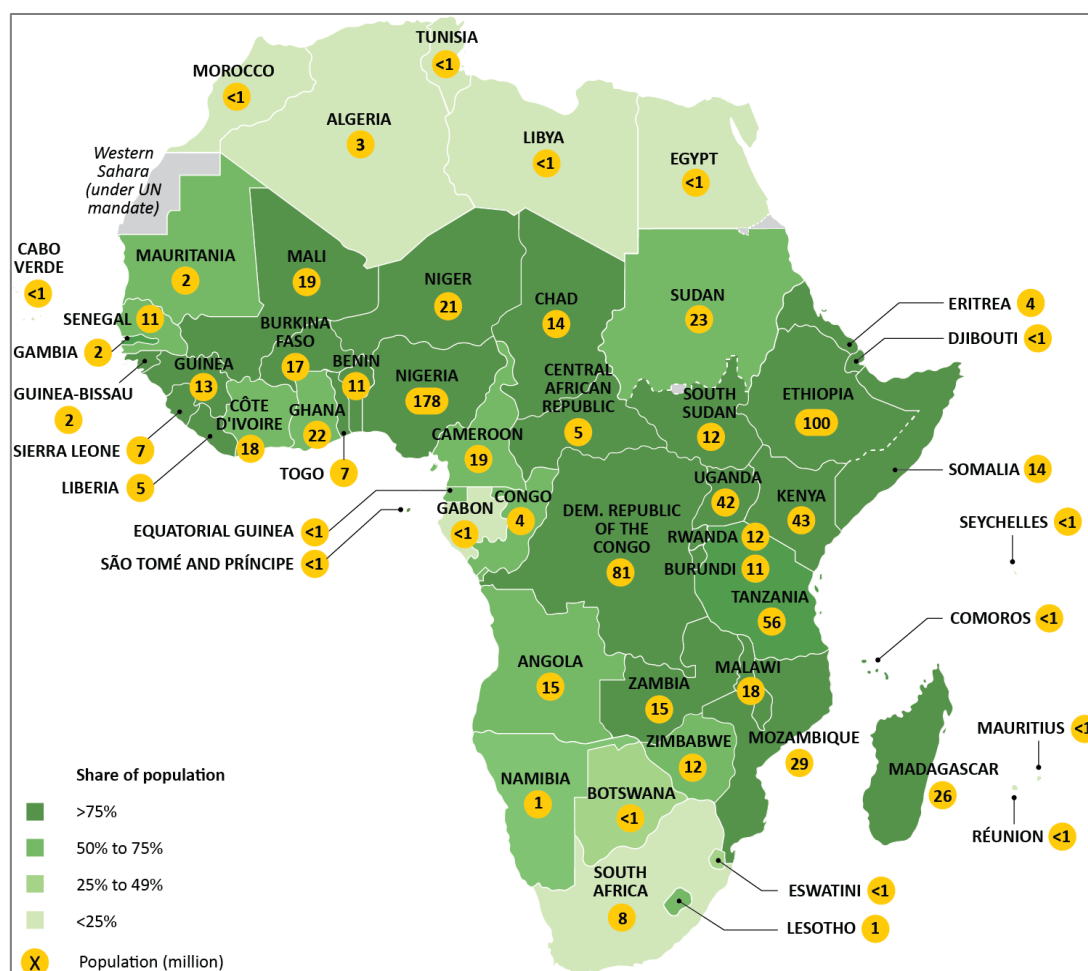


Figura 7. Población sin acceso a tecnología limpia para cocinar en África 2018. Fuente: [1].

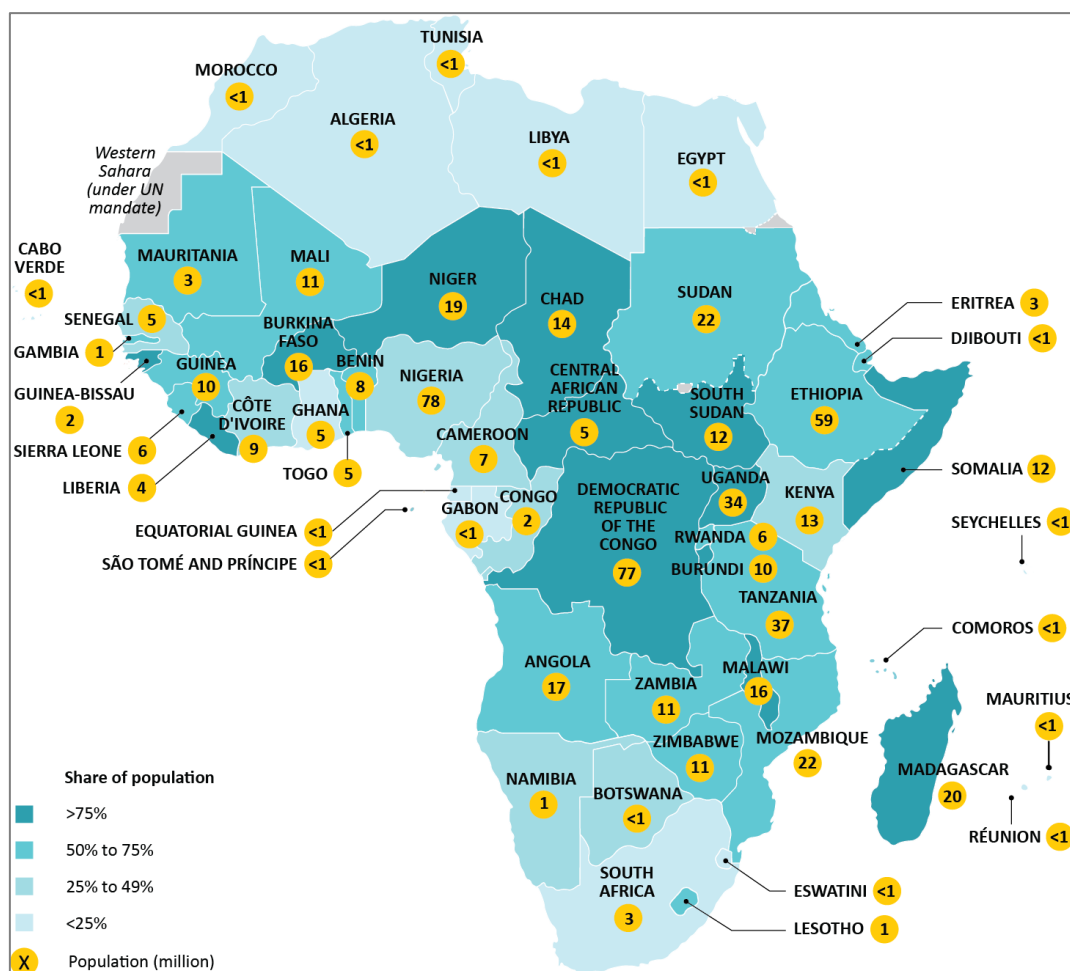


Figura 8. Población sin acceso a electricidad en África 2018. Fuente: [1].

África es un continente extenso, rico en recursos, fósiles y renovables, distribuidos de manera no uniforme por el territorio, Figura 9. Esto provoca que la situación de cada país sea particular. Los países ricos en combustibles fósiles deben valorar el uso de sus recursos para su propio consumo, o, por el contrario, exportarlos, generando riqueza, y buscar fuentes de energía alternativas para sustentarse. En cambio, los países no poseedores de recursos fósiles deben decidir si continuar con la importación de los mismos, con los problemas por la volatilidad de los precios y el riesgo en la interrupción de suministro que implica, o buscar la reducción de la dependencia energética mediante el uso de alternativas renovables y autóctonas.

Sin embargo, la expansión del suministro eléctrico y la accesibilidad al mismo plantea una serie de dificultades: infraestructura de baja capacidad, con grandes pérdidas e ineficiente, además de una población en continuo crecimiento, con gran tradición de uso de combustibles fósiles y biomasa por medios de combustión tradicional no partidaria de sufragar el mantenimiento de la red ni pagar las tarifas de acceso.

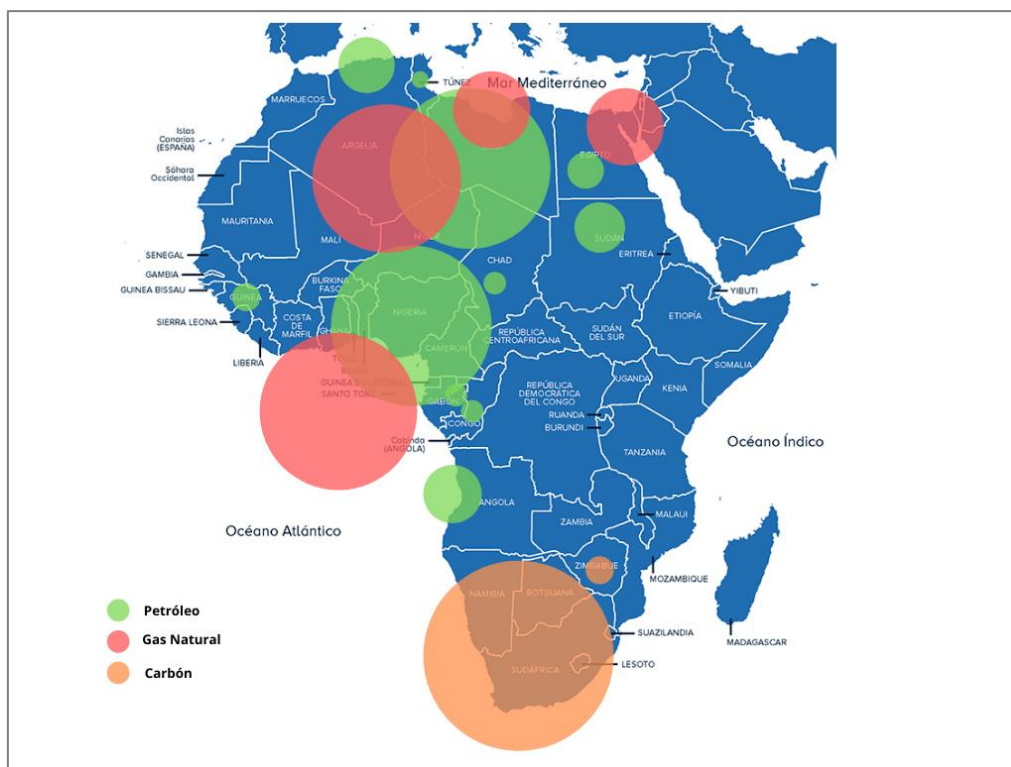


Figura 9. Distribución de los recursos naturales en África a finales de 2005. Fuente: Adaptación [2].

El consumo de energía primaria en África, durante el año 2018, se basaba principalmente en la biomasa, constituyendo casi la mitad de la energía consumida, 378 MToe, debido a su uso extendido como fuente energética para cocinar por medios tradicionales en África Subsahariana.

El petróleo fue la segunda fuente más empleada, seguida del gas natural y el carbón.

La energía hidroeléctrica contó con una presencia de un 1%, siendo la cuota de la energía nuclear y del resto de renovables incluso menor.

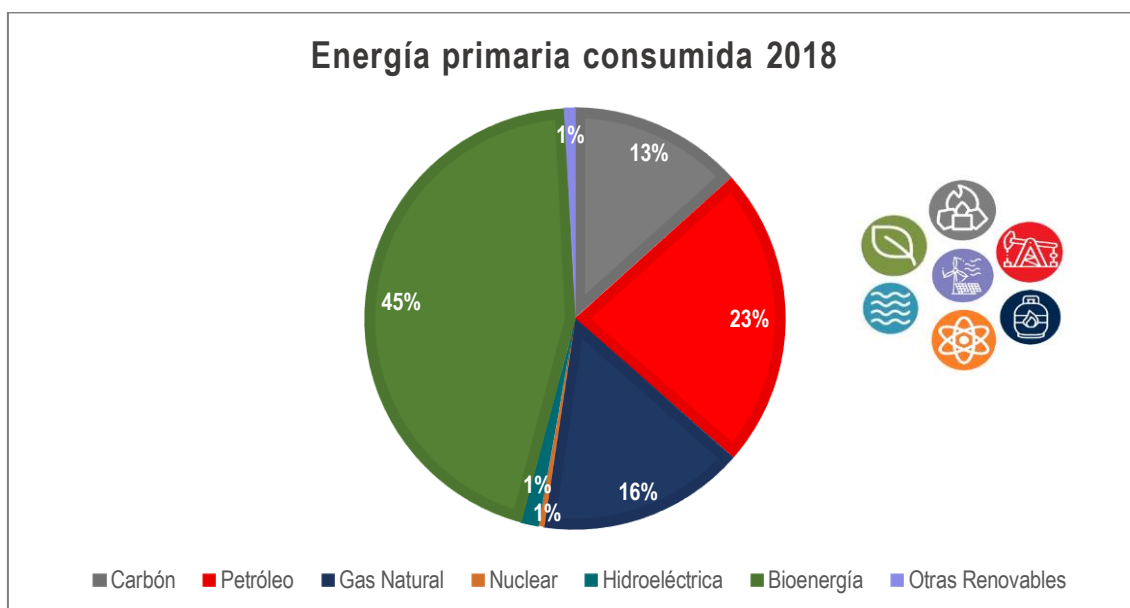


Figura 10. Distribución de la procedencia de la energía primaria consumida en África en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

Sin embargo, el reparto de las fuentes empleadas como energía primaria en el Norte de África era y es muy diferente, siendo las principales fuentes de consumo el petróleo y el gas natural, contando la energía consumida procedente de biomasa con un 2% de cuota.

En el año 2018, la generación eléctrica seguía dominada por recursos fósiles, principalmente carbón y gas natural, quedando el reparto según procedencia como se muestra en la Figura 11.

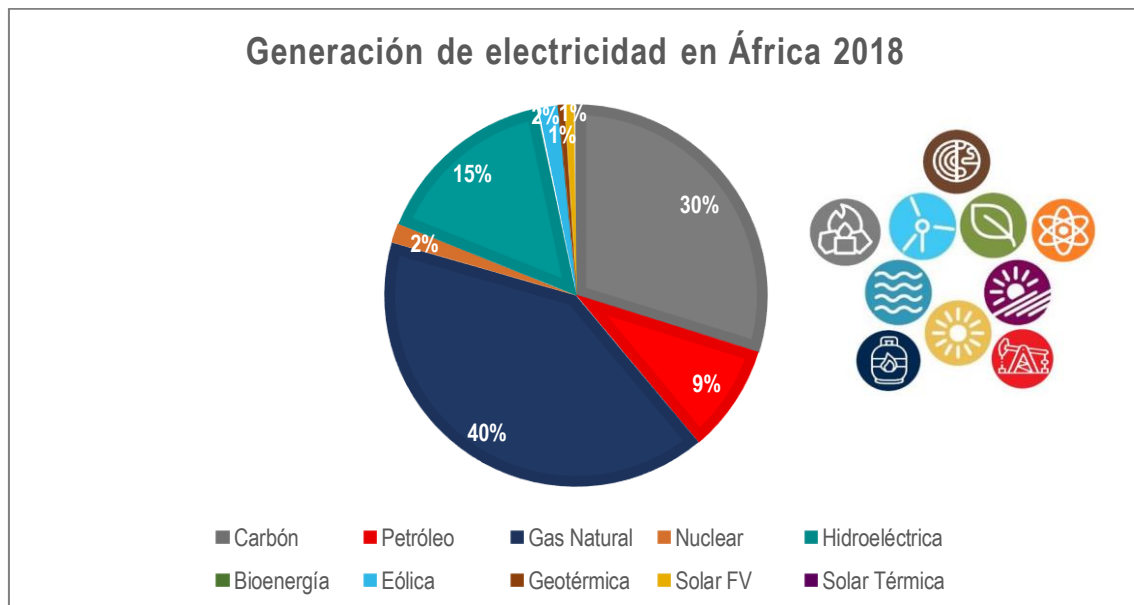


Figura 11. Distribución de la procedencia de la electricidad generada en África en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

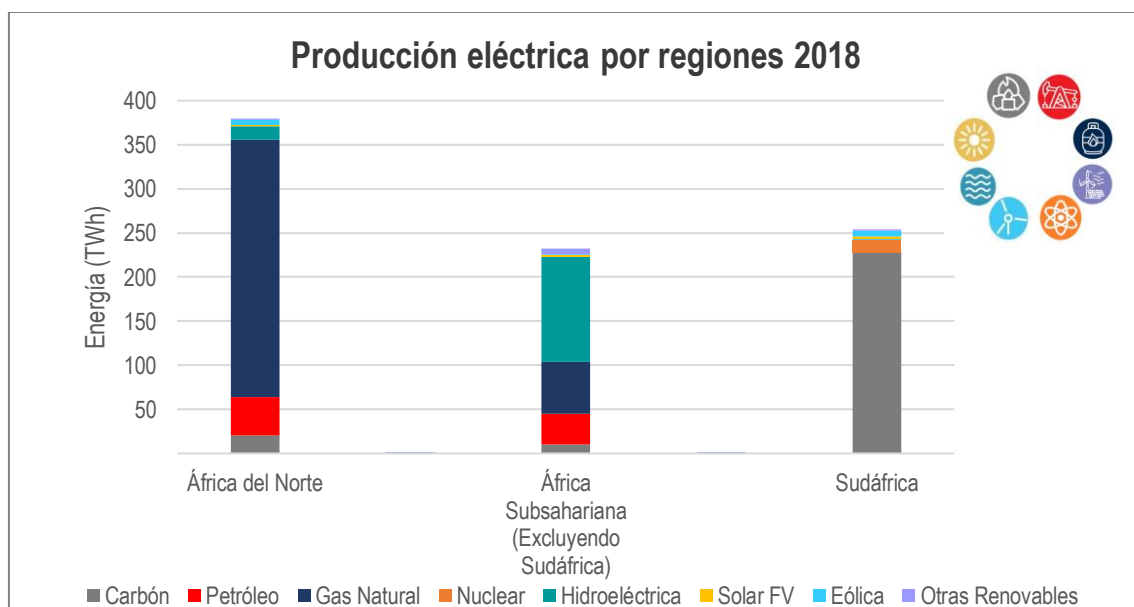


Figura 12. Distribución de la producción eléctrica en África por región y fuente en 2018. Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

Dadas las diferencias geográficas, el mix eléctrico varía significativamente dependiendo de los recursos de la región como se observa en la Figura 12:

- En África del Norte la producción eléctrica proviene mayoritariamente del gas natural.

- En Sudáfrica la generación está dominada por el carbón.
- En el resto de África la mitad de la producción se basa en energía hidroeléctrica, con el restante generado a partir de gas natural y petróleo.

En los últimos años, la economía de los países africanos ha tomado una tendencia ascendente, con una media de crecimiento de un 4% anual, manteniendo ese ritmo constante, se estima que el PIB del continente se triplicará el 2030, siempre y cuando, este crecimiento vaya acompañado de la transformación del sector energético. Además, se pronostica un aumento de la población africana de un 63%, llegando a alcanzar los 2 billones de habitantes en 2040. El crecimiento de la economía junto con el aumento demográfico y las mejoras en la electrificación del país conllevaría un aumento de la demanda eléctrica. Las previsiones de la demanda eléctrica indican un aumento de un 119% respecto a 2018, esto sería un incremento en la generación de 866 TWh en 2018 a 1,897 TWh en 2040. A continuación, se ofrece el desglose de las estimaciones para la generación eléctrica por fuente primaria en la Figura 13.

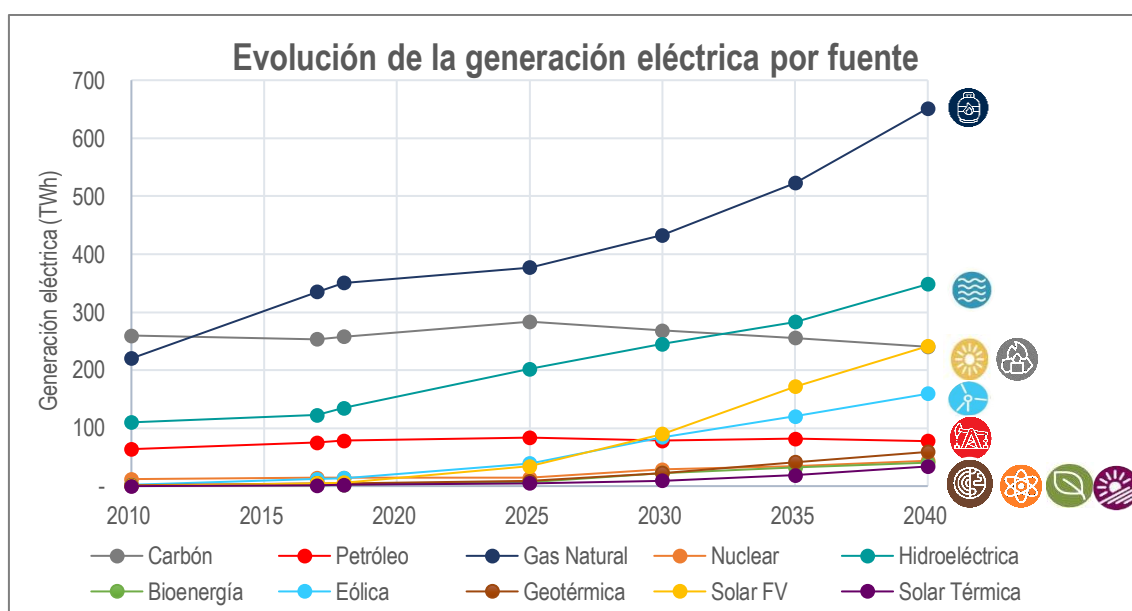


Figura 13. Evolución de la generación eléctrica por fuente en África (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

El carbón experimenta una caída de un 17% de su participación en la generación eléctrica entre los años 2018 y 2040, debido principalmente al cambio de filosofía de Sudáfrica, principal consumidor, en cuanto a la producción de electricidad dado en los últimos años con el objetivo de reducir las emisiones de CO₂. Además, el envejecimiento de las centrales de carbón ha llevado a un deterioro del suministro eléctrico del país como consecuencia de las interrupciones de las centrales para su mantenimiento, provocando la búsqueda de alternativas al carbón, principalmente basadas en la tecnología eólica y solar fotovoltaica.

El gas natural se establece como la principal fuente de energía empleada, especialmente en el Norte de África, donde abunda el recurso. Su participación en el mix eléctrico se mantiene relativamente estable a lo largo del tiempo, sin embargo, la cantidad de energía generada por el gas natural se estima que se duplicará para el año 2040.

El petróleo disminuye su cuota en la producción eléctrica, debido a la electrificación de los sistemas y las mejoras de la red.

La energía nuclear mantiene su baja participación en el mix, sin embargo, la energía producida a partir de las centrales nucleares se triplicará en el año 2040 respecto al 2018.

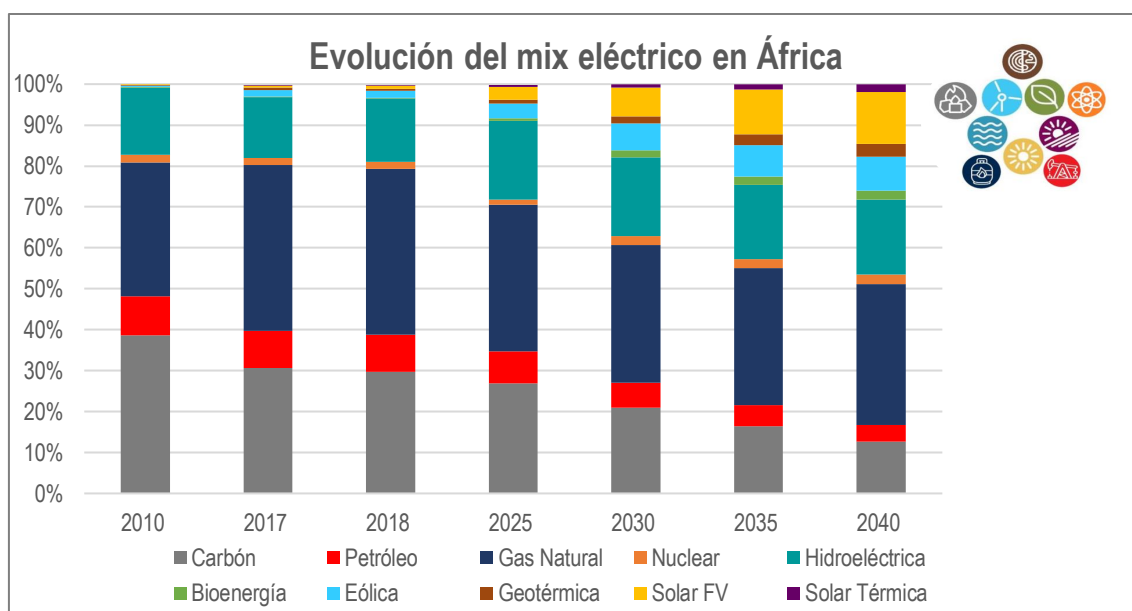


Figura 14. Evolución del mix eléctrico en África (2010-2040). Fuente: Elaboración propia. Datos: [1].

Respecto a las energías renovables destaca la estabilidad de la cuota de participación de la energía hidroeléctrica que, a pesar de producir el triple de energía en 2040, aumenta únicamente un 2% respecto al 2018. Esto es debido a la expansión del gas natural como fuente de energía principal y la diversificación del suministro con otras tecnologías renovables. Por otra parte, las tecnologías solar fotovoltaica y eólica, son las más desarrolladas durante este periodo, 2018-2040, con un aumento en su participación del 6% y 10% respectivamente.

En cuanto a la capacidad instalada, se aumenta en 370 GW entre 2018 y 2040 para hacer frente al incremento de la electricidad demandada, alcanzando los 614 GW al final del periodo.

2.2.1 Potencial de las energías renovables en África

El potencial de generación de las energías renovables en África es significativamente mayor que la demanda actual y prevista en los años venideros. Los recursos renovables son autóctonos lo que permite la independencia energética de aquellos países que los emplean, de esta manera, se reduce la exposición de los países a la volatilidad de los precios y riesgo en los suministros que sufren las regiones importadoras.

En la actualidad, la mayoría de los países han tomado medidas para la promoción de las tecnologías renovables, principalmente para la producción de electricidad.

La energía eólica contó en 2018 con 5.5 GW de capacidad instalada, repartida principalmente entre África del Norte (2.6 GW) y Sudáfrica (2 GW). Se plantea como una de las tecnologías que más desarrollo va a experimentar, ampliando su capacidad de producción a 53 GW en 2040, sin embargo, las previsiones quedan lejos de la

potencia teórica eólica del territorio, 300 GW. En Egipto, Marruecos, Túnez y Sudáfrica varios proyectos se encuentran en construcción o han cerrado financiación en el último año [3].

La capacidad instalada de la energía solar fotovoltaica en el año 2018 era de aproximadamente 4.5 GW. En el año 2019, la capacidad aumentó en 1.6 GW por la entrada en servicio de la planta solar de Benban, Egipto, la mayor planta solar fotovoltaica del continente. Sudáfrica cuenta con 2 GW de capacidad instalada de esta tecnología. Se estima que en el año 2040 la potencia instalada alcanzará los 135 GW, con Argelia, Marruecos y Sudáfrica como cabeceras de la energía solar fotovoltaica.

La energía solar térmica (CSP) contaba con una capacidad de 4 GW, estando el 40% de esta potencia localizada en Sudáfrica. Se espera un aumento de la potencia instalada a 10 GW en 2040, siendo Marruecos y Sudáfrica los mercados más activos en cuanto a la construcción de este tipo de plantas. El potencial solar de África es el mayor de todos los recursos renovables que posee, siendo de 11,000 GW teóricos, Figura 15.

La energía geotérmica se concentra principalmente en el este de África, en el año 2018, África contaba con una capacidad geotérmica instalada de 1 GW. Destaca Kenia con 600 MW instalados y con planes para la instalación de 1 GW adicional mediante tres proyectos en desarrollo. En el año 2040, se prevé el aumento de la capacidad a 9 GW, existiendo en Etiopía proyectos en diferentes fases de desarrollo y construcción, y en primeras fases de desarrollo en Uganda y Ruanda.

Respecto a la bioenergía, la biomasa es raramente empleada para la producción de electricidad, sin embargo, la co-combustión de biomasa junto con biogás es uno de los recursos más usados para producir bioenergía, mayormente en Sudáfrica. Países como Ruanda, Argelia y Túnez presentan planes para el incremento de la capacidad bioeléctrica, con una capacidad estimada de 9 GW para 2040. A pesar de ello, el potencial energético de los biocombustibles es muy reducido en comparación con otras tecnologías renovables.

Recapitulando, en las próximas décadas en continente africano va a experimentar un crecimiento económico sostenido que vendrá acompañado de un aumento demográfico, ambos factores contribuirán al incremento de la demanda eléctrica. Esta demanda conllevará una mejora de la infraestructura eléctrica actual, limitada y poco desarrollada, acercándose al acceso universal de la electricidad en el continente en 2040. Las tecnologías renovables aumentarán su presencia, soportando alrededor de la mitad de la demanda eléctrica del año 2040 debido a las políticas de los países para ampliar los ingresos por exportaciones, destacando el potencial solar del continente para cumplir con la demanda prevista.

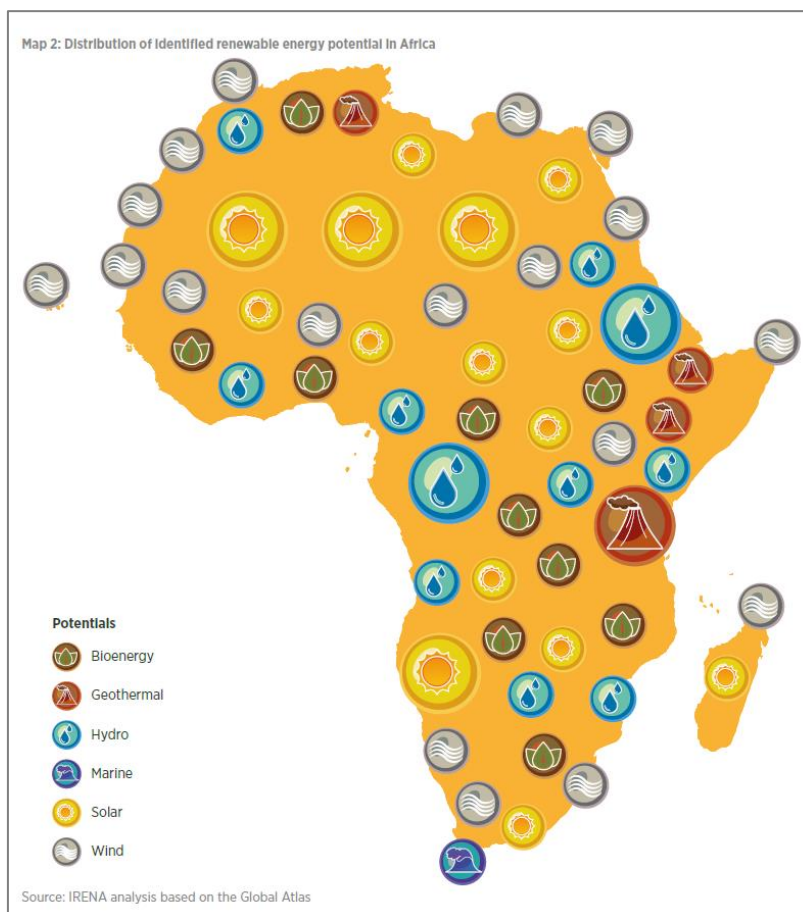


Figura 15. Potencial renovable de África. Fuente: [4].

2.3 ÁFRICA DEL NORTE Y MARRUECOS

En este punto se va a realizar una breve revisión de la situación energética, concretando en la generación y demanda eléctrica de la región Norte de África. Para la realización del análisis se considera como Norte de África los siguientes países: Egipto, Argelia, Libia, Mauritania, Marruecos y Túnez [5].

– Situación actual:

La capacidad instalada en el Norte de África en el año 2018 alcanzó los 108 GW, produciendo alrededor de 379 TWh eléctricos. La mitad de la demanda de electricidad durante ese año correspondió a Egipto.

Esta región delega fundamentalmente en los recursos fósiles para su producción eléctrica: Argelia y Egipto emplean principalmente gas natural, Libia y Mauritania se basan en el petróleo, mientras que Marruecos genera a partir de petróleo, carbón e hidroelectricidad.

En cuanto a las tecnologías renovables, la energía hidroeléctrica constituyó un 10% de la producción total, mientras que el resto de renovables generó aproximadamente un 2% de la producción total, principalmente por parques eólicos en Egipto, Marruecos y Túnez.

Las importaciones de electricidad correspondieron a un 2% de la demanda total, siendo Marruecos y Mauritania los países más dependientes de la producción extranjera, importando alrededor de un 15% de su demanda.

Los países de la región norte africana son participantes activos de los proyectos de desarrollo sostenible, destacando Marruecos y Egipto, que concentraron en ese año un 7% de las inversiones dedicadas a la reducción de emisiones.

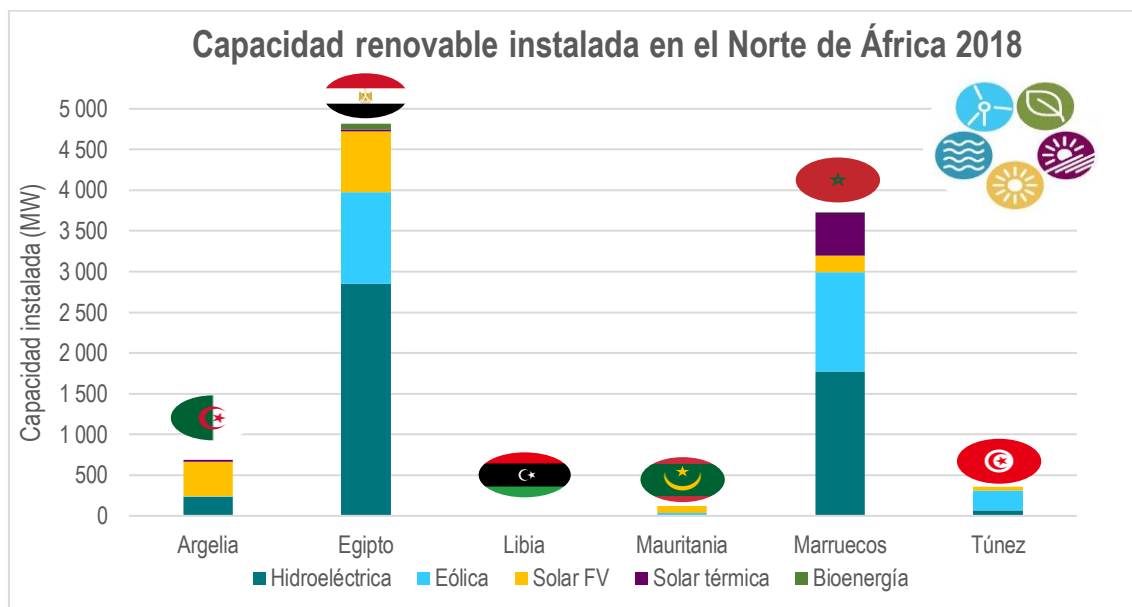


Figura 16. Capacidad renovable en el Norte de África. Fuente: Elaboración propia. Datos: [6].

- Perspectivas de la demanda:
Se estima una demanda de electricidad de 654 TWh en el año 2040, esto es, un incremento del 72% respecto del año 2018. Egipto seguirá facturando la mayoría de la energía eléctrica consumida. Marruecos, Libia y Túnez también experimentarán un aumento de sus necesidades eléctricas. Parte de este aumento vendrá motivado por la migración de los habitantes a las ciudades, lo que se identifica con un mayor consumo per cápita.
- Recursos energéticos de la región:
El Norte de África es rico en recursos fósiles y renovables, especialmente en recursos solar y eólico. Argelia, Egipto y Libia son los principales productores de gas natural y petróleo, el resto (Marruecos, Mauritania y Túnez) tienen escasa producción o nula. Gran parte de las extracciones de gas natural y petróleo de la región son dedicadas a la exportación. Egipto también posee reservas de carbón con posibilidad de ser explotadas en el futuro.

Considerando los recursos renovables, Marruecos y Egipto tienen el mayor potencial solar térmico y solar fotovoltaico por metro cuadrado de la región. Túnez también tiene gran potencial solar térmico. En cuanto a energía eólica, Marruecos y Túnez ostentan el mayor potencial por metro cuadrado, seguido de Mauritania. Respecto a energía hidroeléctrica no se espera la construcción de centrales de gran escala en las próximas décadas.

- Escenario futuro:

El panorama eléctrico actual de África del norte está dominado por los combustibles fósiles, a pesar de ello, se espera la diversificación de las fuentes de generación de los países, mediante subsidios y políticas de apoyo al desarrollo de las renovables como herramientas clave de los gobiernos.

El Norte de África es uno de los territorios más desarrollados del continente poseedor de recursos energéticos tanto fósiles como renovables destacando el gran potencial eólico que concentra en su límite oeste y solar por las zonas colindantes con el desierto del Sáhara. El desarrollo e inversión en estas tecnologías se plantea como un medio de mejora de la economía mediante la creación de empleo que acompaña a las renovables y el aumento de las exportaciones de recursos fósiles al delegar más en la generación renovable. Por otra parte, la mayor implicación medioambiental del núcleo de países del Norte de África constituye otro factor decisivo a favor del desarrollo de proyectos basados en la generación renovable.

2.3.1 Marruecos

En la actualidad Marruecos se postula como el país pionero en energías renovables de la región Norte de África. Durante los últimos años esta región ha experimentado un elevado crecimiento de la demanda energética, estimándose un crecimiento de un 250% durante los años 2015 y 2030 con perspectivas a aumentar. Esto es debido al crecimiento económico, con el consecuente enriquecimiento de sus habitantes y el mayor desarrollo de la industria, minería y manufactura de vehículos, grandes consumidores de recursos energéticos [7].

Por otra parte, Marruecos, en contraposición a otros países de la región del Norte de África, no dispone de recursos energéticos fósiles tales como gas natural o petróleo, por lo que el aumento de la demanda energética se traduce a un incremento de las importaciones y dependencia energética. Por este motivo, en los últimos años, Marruecos ha impulsado el desarrollo de las tecnologías renovables en la región, con 3,264 MW de capacidad instalada en 2019, así como la estructuración de un marco legal adecuado que de confianza y atraiga las inversiones de este ámbito. Esta legislación permite la participación de empresas privadas en el desarrollo de proyectos de generación, así como garantizar el acceso a la red de transporte o, exportar electricidad hacia otros países conectados tales como España o Argelia.

La capacidad renovable instalada en Marruecos combina hidroeléctrica, eólica, solar térmica y fotovoltaica. Respecto a energía solar, Marruecos aloja el complejo solar térmico más grande del mundo con una capacidad instalada de 510 MW, Noor, compuesto por tres fases separadas y complementado por una cuarta fase solar fotovoltaica de 70 MW, alcanzando un total de 580 MW. En cuanto a energía eólica, se estima un potencial de 25,000 MW de capacidad de generación, habiendo instalados 1,220MW a fecha de 2019.

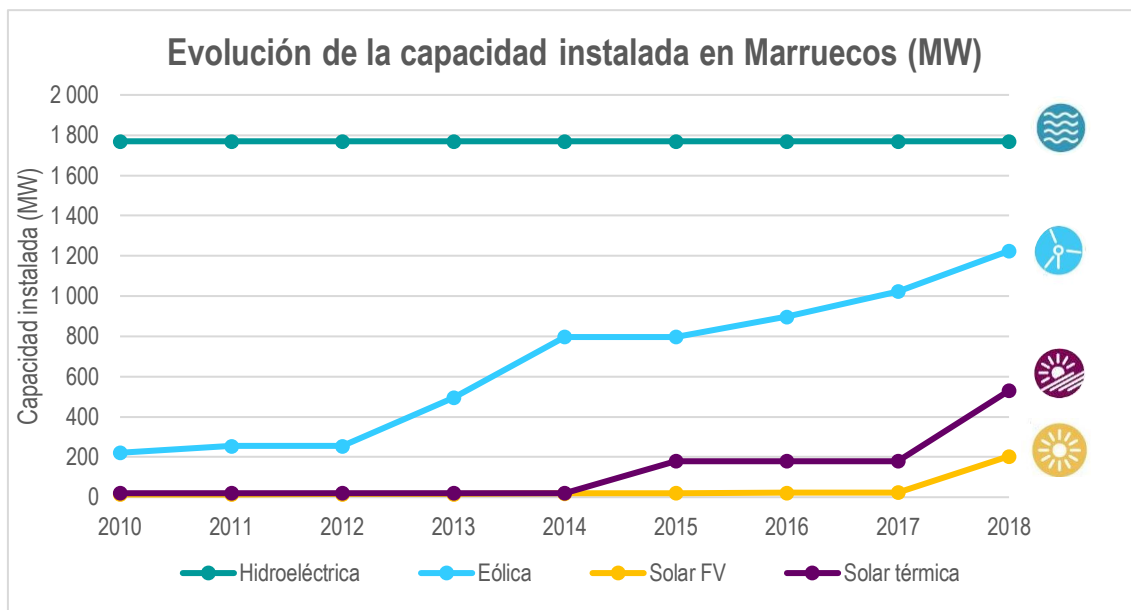


Figura 17. Evolución de la capacidad renovable instalada en Marruecos (2010-2018). Fuente: Elaboración propia. Datos: [6]

Las tecnologías renovables en Marruecos experimentarán una creciente expansión en los próximos años, para lo que deben hacer frente al problema de la intermitencia ligado a los recursos de generación renovable, contemplándose entre las soluciones:

- Incentivar la tecnología solar de concentración, la única compatible con almacenamiento de energía sin incurrir en baterías químicas.
- Hibridación de la tecnología solar de concentración con ciclo combinado, flexibilizando la producción.
- Expandir la interconexión con España, facilitando la cooperación entre ambos sistemas eléctricos.

Marruecos es por tanto localización adecuada para el planteamiento de proyectos renovables dado su marco legal desarrollado para la inclusión de este tipo de tecnologías, y de particular interés para España, debido a la proximidad geográfica, planteándose como una opción a valorar la simbiosis energética entre ambos países.

3 ESTADO DEL ARTE

La energía solar es aquella procedente del sol que llega hasta la superficie de la Tierra. Ésta puede ser transformada en energía eléctrica de dos maneras:

- Concentrando el calor procedente del sol para alimentar un ciclo termodinámico y accionar un motor térmico (energía solar térmica).
- Captando la radiación solar y transformándola en energía eléctrica mediante el empleo de un dispositivo semiconductor (energía solar fotovoltaica).

La energía solar fotovoltaica es en la actualidad la tercera fuente renovable con mayor capacidad instalada en el mundo, solo por detrás de la hidroeléctrica y eólica, en continuo crecimiento, con perspectiva a convertirse en la tecnología renovable más importante, por su ausencia de emisiones y la reducción que ha experimentado su coste. De las dos formas de aprovechar esta energía, la solar térmica, con un desarrollo más lento que la fotovoltaica, está experimentando un notable crecimiento en los últimos años, teniendo potencial de convertirse en una de las tecnologías más importantes para la generación de electricidad con el transcurso del tiempo dada su compatibilidad con sistemas de almacenamiento energético.

3.1 RECURSO SOLAR

La energía solar se genera a partir de las reacciones nucleares que tienen lugar en el sol, siendo emitidas al espacio en forma de energía electromagnética. La radiación que alcanza la Tierra es una porción de la emitida por el sol, un 47.5% siendo el resto dispersada de diferentes formas, como muestra la Figura 18.

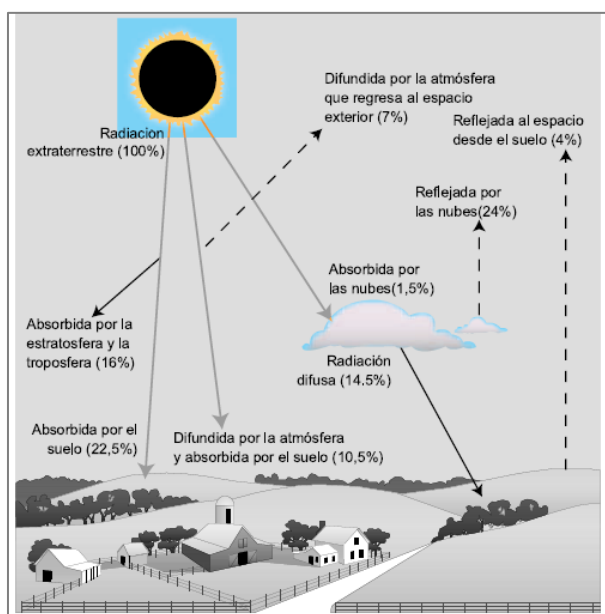


Figura 18. Radiación solar. Fuente: [9].

La radiación que finalmente llega a la superficie de la Tierra se divide en tres tipos según su dirección:

- Radiación directa: aquella que incide directamente sobre una superficie sin interactuar con nada y, por tanto, sin cambios en su dirección.

- Radiación difusa: aquella que incide de manera indirecta, siendo reflejo de la radiación solar absorbida por el polvo y el aire, con desviaciones en su dirección por la interacción con partículas sólidas y las moléculas existentes en la atmósfera.
- Radiación reflejada o albedo: aquella procedente la radiación directa al reflejarse en los elementos del entorno.

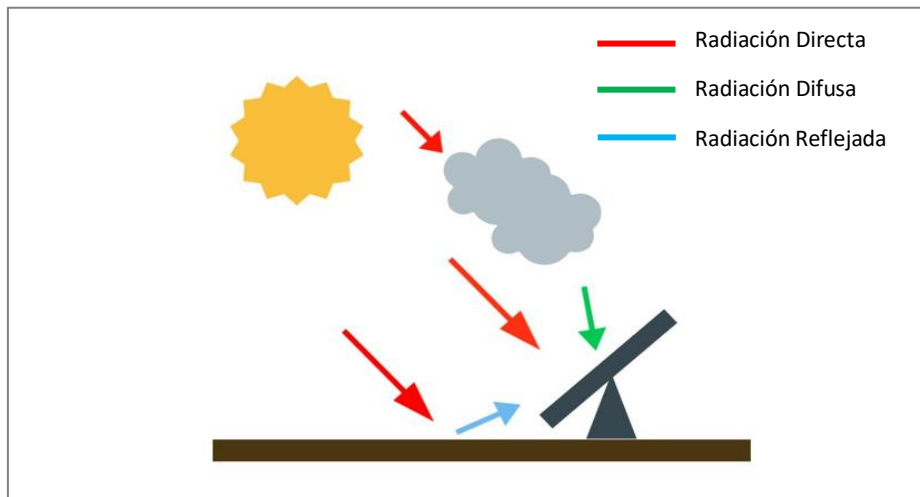


Figura 19. Componentes de la radiación. Fuente: Elaboración propia.

La energía solar, al contrario que los combustibles fósiles, es de naturaleza variable e intermitente, dificultando el control de la generación. La energía solar térmica utiliza el sol como fuente de calor para calentar un fluido térmico que transporta esa potencia térmica a un ciclo termodinámico. La radiación solar incidente en la Tierra tiene una intensidad relativamente baja, haciendo necesaria su concentración para ser empleada como fuente de calor. La concentración óptica no capta la componente difusa procedente de todas direcciones de la radiación, empleando únicamente la radiación directa, por lo que las plantas solares térmicas son adecuadas en zonas con cielos despejados la mayoría del tiempo. Esto contrasta con la tecnología solar fotovoltaica la cual, al no requerir la concentración de los rayos solares, aprovecha tanto la componente directa como una parte significativa de la difusa. De esta manera distinguimos la irradiación normal directa (*Direct Normal Irradiance*), DNI y la irradiación global horizontal (*Global Horizontal Irradiance*), GHI, la cual incluye la radiación directa y la difusa respecto al plano horizontal. La primera está estrechamente relacionada con el desempeño de las plantas termosolares y la segunda con las plantas fotovoltaicas.

3.1.1 La radiación solar directa

Las centrales termosolares hacen uso de la radiación solar mediante su componente directa, aquella que incide perpendicularmente al área de apertura. En un día despejado la radiación solar representa un 80%-90% de la energía solar que llega a la Tierra. Por el contrario, en un día nublado o nuboso la radiación directa puede llegar a ser a cero. A pesar de ello, la radiación solar directa solo da una aproximación del potencial solar de la localización de la planta. En la práctica, es más relevante la variación de la energía solar a lo largo del día, ya que, por debajo de cierto umbral de irradiancia diaria, la energía solar recibida se ve anulada por las pérdidas de calor del campo solar,

considerándose una localización adecuada para una planta solar cuando su irradiancia media es de al menos 1800 kWh/(m²·año) o 5 kWh/(m²·día).

La disponibilidad de la radiación directa varía según la situación geográfica principalmente por la composición de la atmósfera y el clima. Los valores más elevados de radiación directa se suelen encontrar en zonas áridas o semiáridas con cielos despejados, usualmente situados a latitudes de entre 15° a 40° Norte o Sur. En zonas más cercanas al Ecuador el clima tiende a ser más nuboso y húmedo en verano, y en zonas más lejanas se da un ambiente más nuboso. La radiación directa también varía con la altitud, mejorando con la misma, al haber mayor absorción y menor dispersión de la radiación solar.

La Tabla 1 muestra una clasificación de la idoneidad de la zona para la localización de una planta termosolar según su irradianción solar directa media anual.

Tabla 1. Idoneidad de las localizaciones según DNI. Fuente: Adaptación [8].

	No adecuada	Adecuada	Muy adecuada	Excelente
DNI (kWh/(m ² ·año))	≤ 1800	1800-2000	2000-2500	2500-3000

Las zonas con más potencial para las plantas de concentración solar, por tanto, considerando la clasificación de la radiación solar directa de la Tabla 1 y la distribución del recurso mostrado en la Figura 20, corresponden a las áreas del Norte de África, Sudáfrica, Oriente Medio, el Sudoeste de Estados Unidos, México, Perú, India, Chile, el oeste de China y Australia.

Se estima que, si se aprovechara el potencial solar del Norte de África y Oriente Medio, se podría cubrir la demanda actual de Oriente Medio, el Norte de África y la Unión Europea juntos 100 veces. En el caso de considerar el potencial global, mediante la tecnología solar de concentración se podría generar electricidad descarbonizada para sustentar todo el planeta.

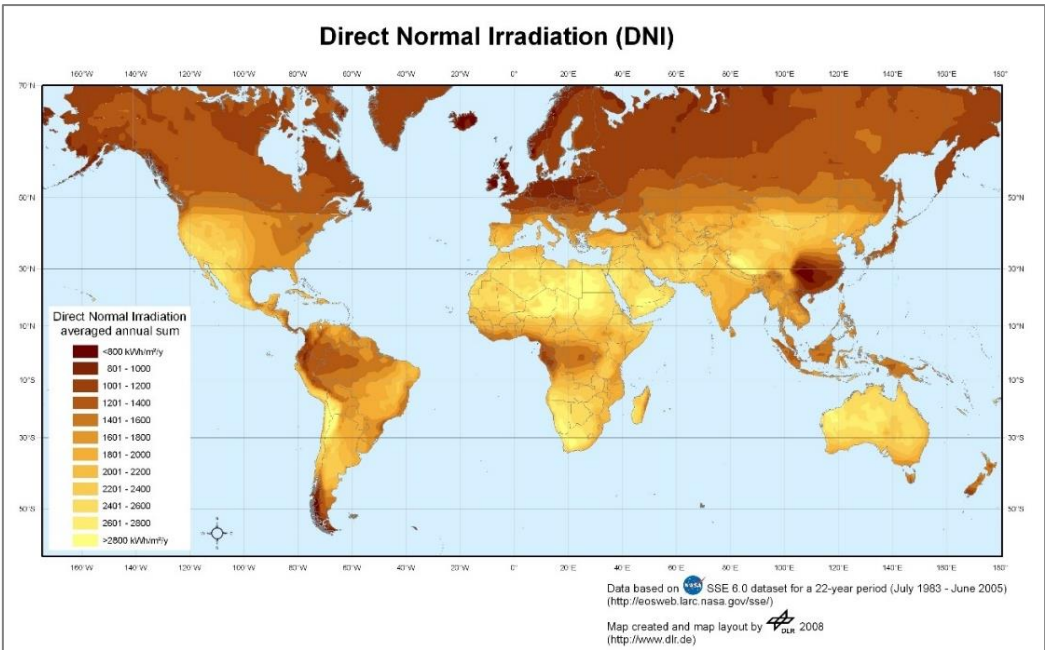


Figura 20. Mapa de irradianción solar directa. Fuente: [10].

3.2 CENTRALES TERMOSOLARES

Las centrales termosolares concentran la radiación solar directa, transformándola en energía térmica y en última instancia en electricidad, mediante el empleo de un campo solar y un bloque de potencia, en su configuración más básica, pudiendo estar completadas con un sistema de almacenamiento de energía y/o hibridación.

3.2.1 Esquema de una central termosolar

Existen diferentes configuraciones de plantas solares de concentración según la forma de concentrar los rayos solares y la forma de realizar el seguimiento del sol durante el día. A pesar de ello, todos los tipos comparten el mismo principio de funcionamiento y, por tanto, presentan elementos comunes. Las plantas termosolares pueden dividirse en tres bloques, a su vez compuestas de varios elementos como se puede distinguir en la Figura 21.

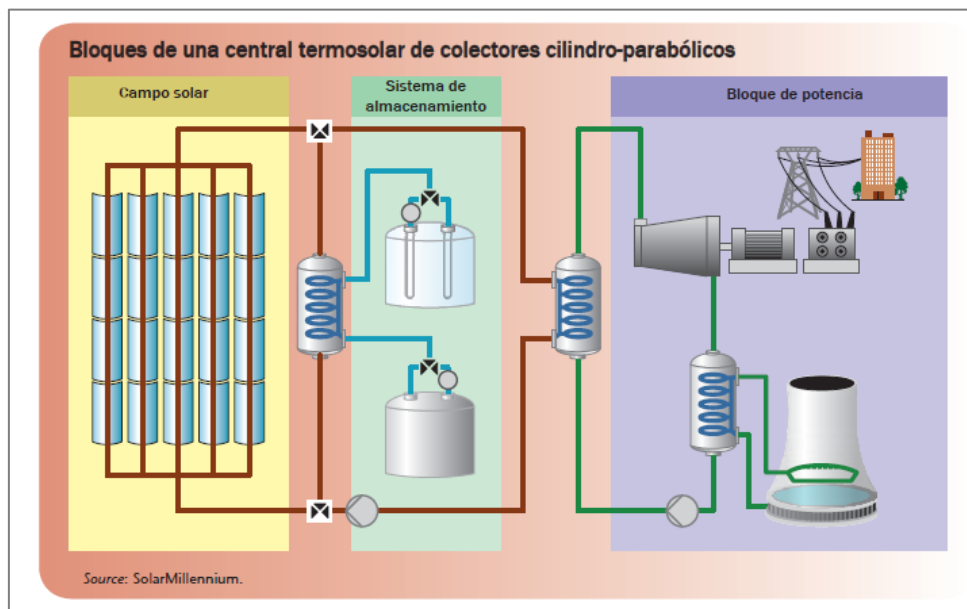


Figura 21. Bloques principales de una central termosolar de canales cilindro-parabólicos. Fuente: Adaptación (Traducción) [11].

- Campo solar: en él tiene lugar la captación de la radiación solar, sus elementos principales son:
 - Colectores: conjunto de espejos que concentran la radiación solar que recibe la superficie captadora en el receptor. Definen la configuración de la planta.
 - Receptor: Absorbe la radiación y la transfiere al fluido de trabajo que circula por su interior, aumentando su temperatura.
 - Estructura del colector: los espejos van montados sobre una estructura de apoyo, habitualmente de acero, orientada hacia el sol con libertad de movimiento alrededor de uno o dos ejes mediante actuadores, permitiendo el seguimiento del sol.
- Bloque de potencia: generalmente compuesto por un circuito térmico secundario, el fluido que circula por el interior del receptor cede el calor transportado desde

el campo solar a un segundo fluido caloportador para su posterior paso por una turbina, aunque hay alternativas para la generación directa por medio de un único circuito, en desarrollo.

El elemento fundamental del bloque de potencia es la turbina, conectada a un generador, productora de energía mecánica a partir de energía térmica, la primera, y de energía mecánica a electricidad, el segundo.

- Sistema de almacenamiento térmico: permite almacenar parte de la energía solar absorbida en forma de calor para su uso en momentos posteriores, permitiendo de esta manera solventar la variabilidad de las condiciones meteorológicas o seguir produciendo durante las horas nocturnas.

3.2.2 Principio de funcionamiento

El sistema empieza por los colectores, en todas sus tipologías. Los espejos están dispuestos de manera óptima para concentrar la radiación solar en el receptor de manera puntual o lineal. Los colectores siguen el movimiento del sol a lo largo del día por lo que están montados sobre una estructura que permite el movimiento alrededor de uno o dos ejes. Un sistema de control se encarga de que los colectores estén apropiadamente alineados con el sol en todo momento.

El receptor absorbe la radiación solar, transformándola en energía térmica y transfiriéndosela al fluido caloportador que circula en su interior. A partir de este punto, el proceso puede seguir de dos maneras:

- La energía térmica transportada por el fluido es transformada directamente a la forma final deseada, electricidad.

En la actualidad se encuentra en desarrollo la Generación Directa de Vapor (GDV), consistente en emplear el mismo fluido de trabajo en el campo solar y el bloque de potencia, eliminando el número de intercambiadores de calor necesarios.

- El calor es transferido a un circuito secundario con un segundo fluido de trabajo, vapor. Los fluidos del circuito primario son, usualmente, aceite sintético (canales cilindro-parabólicos) por sus capacidad y estabilidad térmica, o sales fundidas (receptor central en torre) por permitir mayores temperaturas y ser adecuadas como fluido para el almacenamiento.

La transferencia de calor a un circuito secundario ofrece la posibilidad de almacenar energía en forma térmica antes de pasar a la turbina, mediante un tercer circuito térmico, usualmente de sales fundidas, en el caso de emplear aceite sintético, o directamente, en caso de usar sales fundidas en el receptor.

El paso final es la generación de electricidad, siendo para ello dominante el uso de turbinas de vapor mediante un ciclo Rankine, aunque también se han empleado motores

Stirling, ciclos orgánicos Rankine o turbinas de gas mediante un ciclo Brayton como circuito secundario.

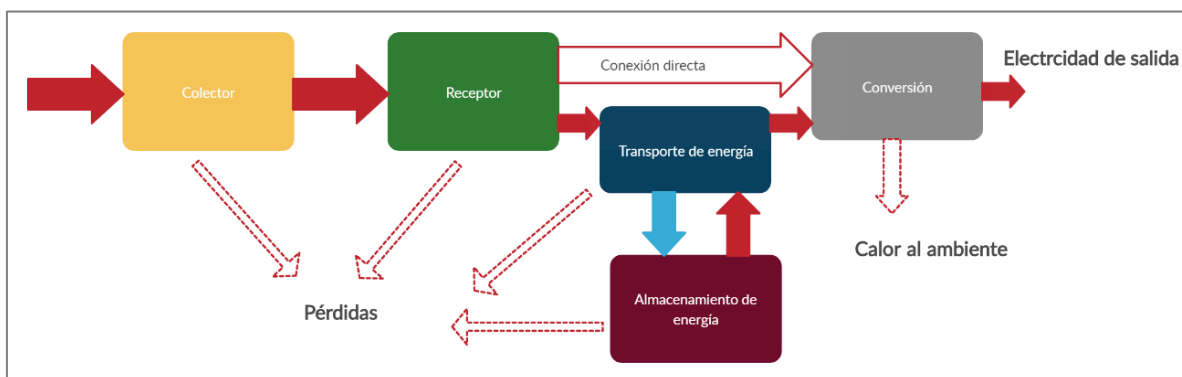


Figura 22. Diagrama de proceso de una planta solar térmica. Fuente: Elaboración propia.

Todos los procesos de transformación o intercambio de energía están sujetos a pérdidas de calor, por ello, se deben tener en cuenta la eficiencia de cada uno de los componentes individuales en vista de estimar la eficiencia global del sistema.

3.2.3 Configuraciones

Actualmente se distinguen cuatro tipos principales de configuraciones plantas solares térmicas, según la forma del colector de focalizar los rayos solares y la movilidad del receptor, como se muestra en la Tabla 2 [9][11][12].

Tabla 2. Clasificación de centrales solares térmicas según modo de concentración y movilidad del receptor.

Receptor \ Concentración	Lineal	Puntual
Fijo	Reflectores lineales Fresnel	Heliostatos con receptor de torre central
Móvil	Canales cilindro-parabólicos	Discos parabólicos

Receptores:

- Fijos: los receptores fijos son aquellos que son independientes de los colectores, facilitando el transporte del calor recolectado al bloque de potencia.
- Móviles: los receptores móviles se mueven de manera solidaria con el colector. Los receptores móviles recolectan más calor que los fijos tanto en concentración lineal como puntual.

Concentración:

- **Lineal:** los colectores siguen al sol girando sobre un eje concentrando la radiación solar en la línea formada por el receptor longitudinal. Permiten concentrar la radiación en factores de 50-100.
- **Puntual:** los colectores siguen al sol en dos ejes, concentrando la radiación solar en un único punto, permitiendo mayores temperaturas del fluido. Permite concentrar la radiación en factores de 500 a varios miles.

3.2.3.1 Central termosolar de canales cilindro-parabólicos (CCP)

Este tipo de colectores concentran la radiación solar de manera lineal sobre el tubo absorbedor, situado en la línea focal de la parábola. El conjunto de espejos se monta en una estructura metálica que sigue el movimiento diario del sol girando sobre un eje. Constituyen los sistemas más desarrollados en la actualidad, habitualmente empleando aceite sintético como fluido caloportador desde el receptor al bloque de potencia.

Este tipo de colectores, tradicionalmente se fabrican a partir de láminas de vidrio de desde 4 mm de grosor, plegados en caliente para luego recubrirlos de espejos. Típicamente compuestos de 8-12 módulos de entre 5-6 m de ancho y una longitud de 10-15 m por unidad, colocando varias unidades consecutivas hasta formar filas de unos 150 m, generalmente dispuestas de norte a sur.

Un colector cilindro parabólico puede concentrar la radiación solar entre 25 y 100 veces, pudiendo aumentar la temperatura del fluido de trabajo hasta los 550°C. Sin embargo, esta temperatura suele estar limitada por la naturaleza del mismo, empleándose aceites sintéticos cuya degradación comienza a partir de los 400°C. La eficiencia de esta configuración se ve comprometida en parte por las limitaciones de temperatura del fluido, generalmente oscilando entre el 15-16%.

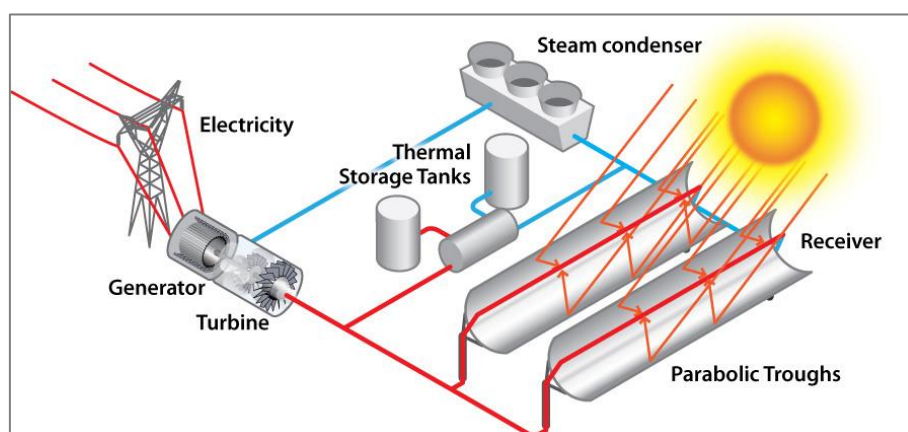


Figura 23. Central termosolar de canales cilindro-parabólicos. Fuente: [13].

A fin de generar energía, el calor absorbido por el fluido de trabajo se emplea para producir vapor y aumentar su temperatura dirigiéndose después hacia una turbina de potencia, generando electricidad. Esta configuración es compatible con almacenamiento e hibridación, normalmente, con gas natural.

3.2.3.2 Central termosolar de Heliostatos con receptor central en torre

Una multitud de heliostatos concentran la luz del sol en un receptor situado en lo alto de una torre. Los espejos se disponen en anillos de manera que cada uno corresponde a un tamaño de parábola diferente. Además, cada reflector es capaz de seguir el movimiento del sol de manera independiente. Esta configuración permite mayor eficiencia, pudiendo alcanzar hasta un 15% de incremento sobre las plantas de canales cilindro-parabólicos, al ser toda la radiación concentrada en un punto y lograr mayores temperaturas del fluido y menores pérdidas.

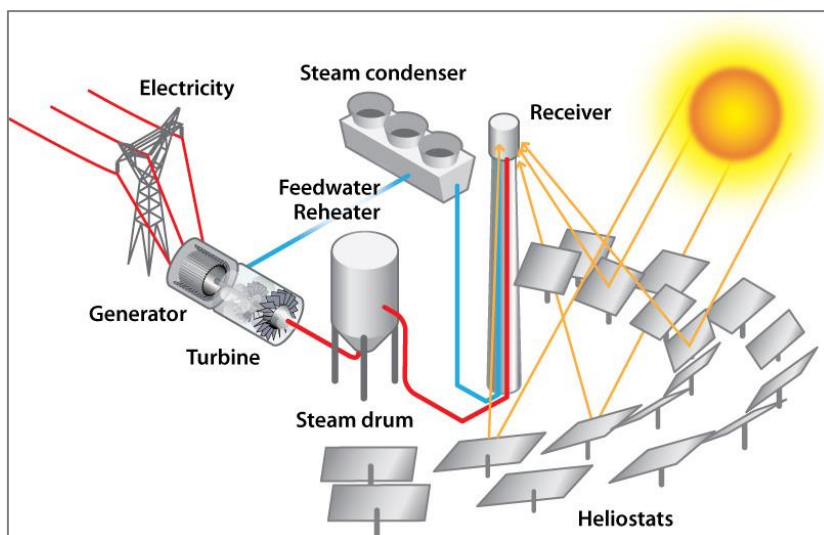


Figura 24. Central termosolar de heliostatos con receptor central en torre. Fuente: [14].

La concentración de la radiación en un único punto permite alcanzar mayores temperaturas del fluido de trabajo y, por tanto, del vapor que llega a la turbina. El factor de concentración de la radiación oscila entre 300 y 1000, permitiendo temperaturas de hasta 800-1000°C. En las centrales de torre se suelen emplear sales fundidas o aire como fluidos caloportadores, permitiendo mayores temperaturas en el ciclo.

El tamaño de la central viene determinado por el tamaño del campo solar a construir, considerando que la eficiencia se reduce con la distancia de los heliostatos a la torre.

3.2.3.3 Central termosolar con reflectores lineales Fresnel

Los reflectores Fresnel, espejos pequeños planos o ligeramente curvados, se colocan en filas simulando la forma de una parábola, concentrando la radiación solar linealmente sobre un tubo absorbente fijo desde abajo. Cada espejo se mueve a lo largo del día sobre un eje siguiendo el movimiento del sol. Se suele emplear con agua mediante GDV. El factor de concentración de estos colectores es inferior al correspondiente a los canales cilindro-parabólicos, concentrando la radiación entre 70 y 80 veces.

La gran ventaja de este tipo de colectores es que, al ser espejos pequeños con radio de curvatura pequeño, el coste de plegarlos es menor, sin embargo, la eficiencia de este tipo de colectores es inferior a los canales cilindro-parabólicos y la adición de almacenamiento es más difícil.

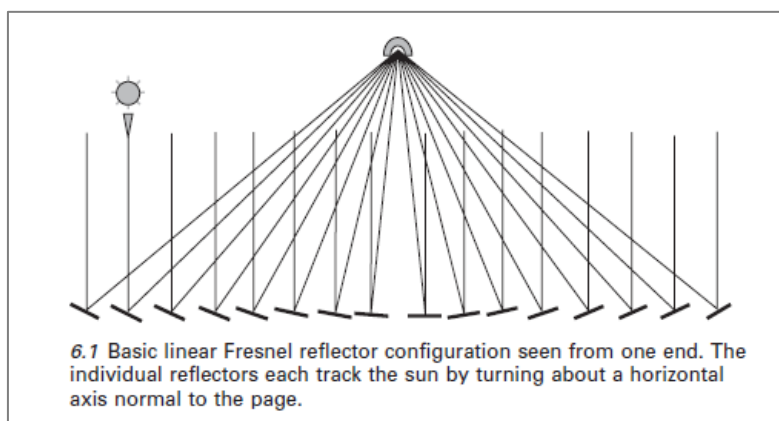


Figura 25. Concentración solar con reflectores lineales Fresnel. Fuente: [15]

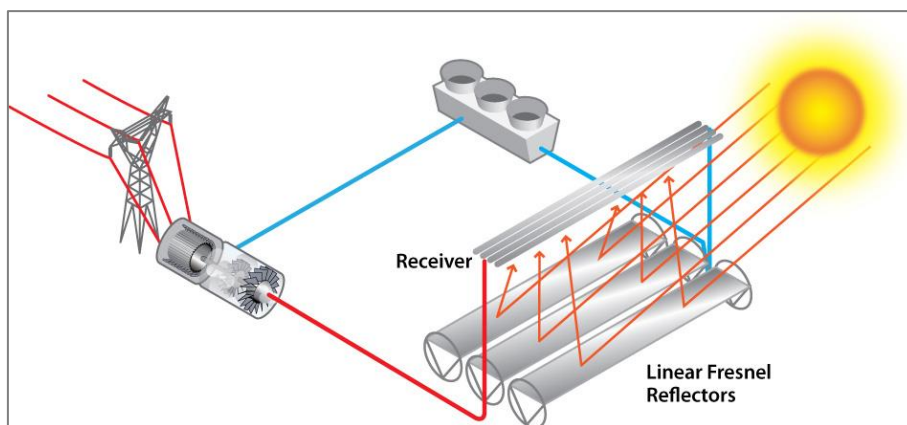


Figura 26. Central solar con reflectores lineales Fresnel. Fuente: [16].

3.2.3.4 Central termosolar con discos parabólicos

La radiación solar se concentra en un único punto en el centro del disco, donde se encuentra el motor térmico. El conjunto colector-absorbedor sigue el movimiento del sol sobre dos ejes, logrando temperaturas de hasta 1000°C. La mayoría de colectores de disco parabólico son de 25 kW o menos.

La ventaja de este tipo de colectores es la alta eficiencia conseguida en la conversión de la radiación solar en energía eléctrica, ya que los espejos siempre están enfocados al sol, alcanzando valores de un 30%, superiores al resto de receptores. La ratio de concentración puede llegar hasta 3000.

Al igual que otros tipos de colectores, los discos parabólicos suelen estar compuestos de espejos de vidrio pequeños, cuyo conjunto conforma la parábola. Para la generación de electricidad suelen estar equipados con un motor Stirling o una microturbina en su foco, funcionando con hidrógeno o helio, en el primer caso y con aire en el segundo.

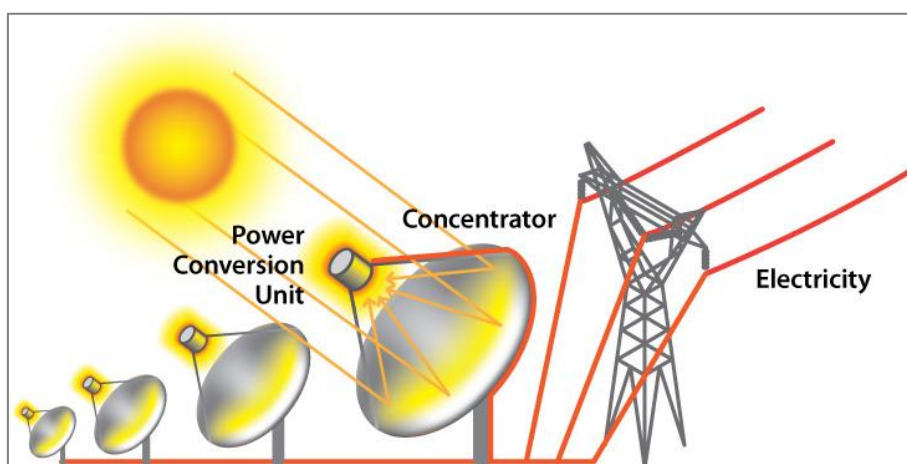


Figura 27. Central solar con discos parabólicos. Fuente: [17].

La tecnología de discos parabólicos ofrece las mayores eficiencias de conversión al estar su área de apertura orientada hacia el sol en todo momento, sin embargo, su desarrollo es el menos maduro en la actualidad.

3.3 ALMACENAMIENTO

Todas las plantas solares térmicas tienen cierta capacidad de almacenamiento por la inercia térmica de los fluidos de trabajo, sin embargo, esto solo permite la autosuficiencia para periodos de minutos. La adición de sistemas de almacenamiento en las centrales termosolares permite extender la capacidad de las plantas mediante la acumulación de la energía solar absorbida que no se emplea inmediatamente para alimentar al bloque de potencia. En el proceso de descarga, la unidad de almacenamiento transfiere el calor almacenado al circuito térmico, cubriendo de esta manera parte o la totalidad de la energía a proveer por el campo solar [12][15].

La posibilidad de integrar sistemas de almacenamiento en el ciclo, sin causar impacto en la eficiencia del proceso completo, es una de las grandes ventajas de las centrales termosolares con respecto a otras tecnologías renovables.

Las ventajas del almacenamiento de energía en plantas de concentración se manifiestan de varias maneras:

- La generación de electricidad se puede desplazar a momentos de gran demanda, aumentando el precio por kWh.
- Permite desincronizar la generación y el recurso solar, pudiendo producir en momentos de demanda sin necesidad de sol.
- Mejora la eficiencia del ciclo solventado la variabilidad del clima, cubriendo la disminución de la radiación por nubes.
- Se reduce el tiempo de arranque al precalentar el fluido con energía almacenada.

Existen diversas opciones para el almacenamiento de la energía. Los sistemas de almacenamiento más empleados en centrales termosolares son los basados en sales fundidas y pares de tanques a diferente temperatura. Actualmente se encuentra en desarrollo el almacenamiento térmico por medio de materiales sólidos tales como el hormigón o rocas. En los últimos años ha experimentado ciertos avances en su desarrollo el almacenamiento térmico en forma de calor latente desprendido o absorbido por las sustancias en su cambio de fase.

El funcionamiento de un sistema de almacenamiento mediante sales fundidas (mezcla de nitratos), el más común, está compuesto por dos tanques para el almacenamiento de las sales (uno frío y otro caliente), en su configuración más simple, y un intercambiador de calor sales-fluido de trabajo. Es importante considerar que las sales fundidas solidifican por debajo de los 220°C y empiezan a descomponerse por encima de los 600°C, por lo que el sistema lleva añadido costes de traceado eléctrico para mantener las sales en estado fundido y sistemas de control precisos. De manera general, el proceso experimentado por las sales durante los ciclos de carga y descarga responde a lo siguiente:

- Carga: El excedente de calor recogido por los colectores en el campo solar se dirige a un intercambiador de calor donde es cedido a las sales, aumentando su temperatura y pasando al tanque caliente, quedando el sistema cargado.
- Descarga: Cuando es requerido, ya sea por falta de recurso solar o por condiciones meteorológicas adversas, las sales son bombeadas desde el tanque

caliente al intercambiador de calor donde devuelven el calor al fluido de trabajo, disminuyendo la temperatura de las sales, pasando éstas al tanque frío.

La complementación de las centrales termosolares con sistemas de almacenamiento térmico permite aumentar la capacidad de la planta, compensando los costes derivados de la inversión para su adición (ampliación del campo solar y el sistema en sí) con este aumento en la generación, al repartir los costes de inversión entre más unidades de energía producidas gracias al incremento en las horas de funcionamiento.

3.4 HIBRIDACIÓN CON COMBUSTIBLES FÓSILES

La adición de un sistema de respaldo mediante un combustible fósil o biomasa tiene dos beneficios principales. En primer lugar, aumenta la capacidad de generación de la planta al poder producir durante las horas nocturnas por medio de la tecnología de respaldo. En segundo lugar, mejora la eficiencia del sistema ya que el sistema suplementario, habitualmente un ciclo combinado con gas natural, alcanza mayores temperaturas en su combustión, aumentando la temperatura del fluido que llega a la turbina.

La posibilidad de mantenerse en funcionamiento en ausencia o disminución del recurso implica, además, la reducción de las pérdidas térmicas que se producen durante la noche, se previene el enfriamiento de los equipos mejorando los tiempos de arranque después de las horas nocturnas.

Otra ventaja de las plantas híbridas es la posibilidad de aprovechar la infraestructura de centrales térmicas convencionales existentes, disminuyendo los costes de inversión inicial. Al mismo tiempo, la combinación con el uso de energía solar en plantas térmicas permite disminuir el consumo del combustible en cuestión, así como a reducir sus emisiones de CO₂.

La hibridación de las centrales termosolares permiten una mejora sustancial de la eficiencia global de la planta, además de suponer una reducción en el coste por unidad de energía significativo, siendo posible su combinación con un sistema de almacenamiento térmico, incrementando esta reducción.

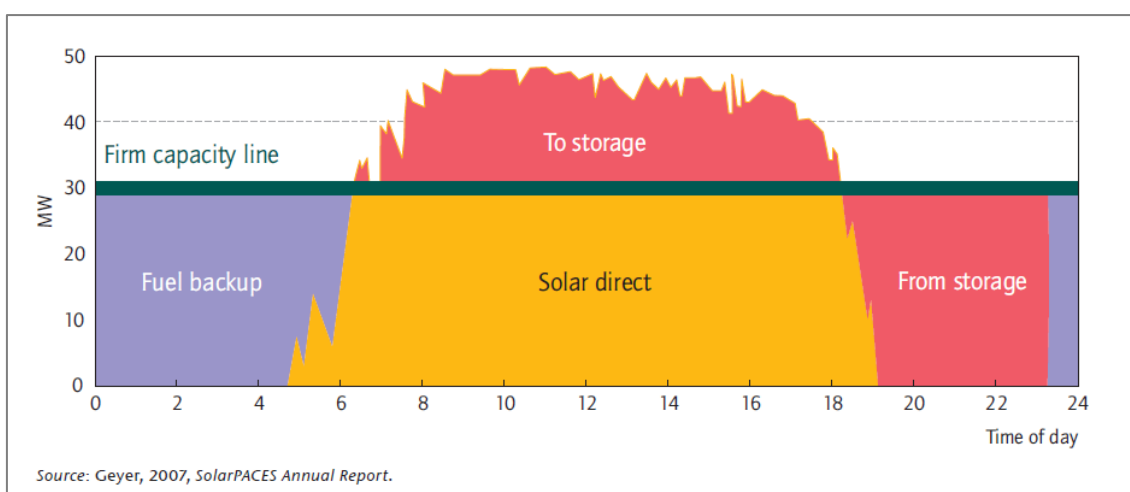


Figura 28. Combinación de hibridación con almacenamiento. Fuente: [11].

3.5 COMPARACIÓN DE TECNOLOGÍAS

La disponibilidad de radiación solar directa, terrenos suficientemente extensos o la presencia de una fuente de agua cercana para la torre de refrigeración y la limpieza de los colectores constituyen factores cruciales a tener en cuenta a la hora de establecer la localización de una central termosolar [18][21].

De manera general, para todas las configuraciones de plantas solares térmicas, se considera una localización apta aquella con una radiación solar directa de al menos 1800 kWh/m²·año, con una extensión de alrededor de 2-3 hectáreas/MW y con una fuente de agua disponible que pueda proporcionar 4 m³/MWh. A partir de ahí, se comparan los aspectos más relevantes:

- Terreno requerido:
 - Atendiendo a las necesidades de terreno por unidad de potencia, los campos solares con colectores Fresnel requieren un 40% menos de superficie que uno de canales cilindro-parabólicos de la misma potencia, principalmente a causa de la separación entre filas demandada por los campos solares de canales cilindro-parabólicos (15-18 m) en comparación con aquellos de colectores Fresnel (4-5 m), a fin de evitar sombras.
 - Considerando que la relación de concentración y el rendimiento óptico de los colectores Fresnel es inferior a los canales cilindro-parabólicos, la ratio área/unidad de energía es mayor en los campos solares de colectores Fresnel.
 - Las centrales de disco parabólico son las que más espacio ocupan por unidad de potencia al tener seguimiento sobre dos ejes (evitar sombras) y concentración en el centro del disco.
 - Las centrales de torre con receptor central aprovechan menos el terreno del campo solar que aquellas de canales cilindro-parabólicos por el seguimiento en dos ejes que requiere separación en dos dimensiones, ocupando más área por unidad de potencia.
- Capacidad de generación:
 - Las centrales de colectores de canales cilindro-parabólicos y Fresnel son apropiadas para capacidades de generación de 10 MW_e a 200 MW_e.
 - Las centrales de receptor central en torre son apropiadas para capacidades de 10-150 MW_e.
 - Las centrales de disco parabólicos son apropiadas para capacidades de 0.01-0.04 MW_e, aptas para generación sin conexión a la red.
- Nivel de desarrollo:
 - Las centrales de canales cilindro-parabólicos son las más probadas.
 - La tecnología de las centrales de receptor central en torre es madura en la actualidad.
 - Las centrales de colectores Fresnel y de disco parabólico siguen en estado de demostración.

- Consumo de agua: las centrales de concentración solar requieren agua para la torre de refrigeración y para la limpieza de los colectores.
 - Las plantas de colectores de canales cilindro-parabólicos y Fresnel tienen un gasto de agua alto de alrededor de 3000 L/MWh, considerando refrigeración húmeda.
 - Las de receptor central en torre de 2000 L/MWh, considerando refrigeración húmeda.
 - Los colectores de disco parabólico se refrigeran por el aire ambiente, no consumiendo agua en su refrigeración.

La refrigeración seca, o por aire, se plantea como alternativa efectiva para aquellos lugares donde el agua escasea, si bien, provoca pérdidas de eficiencia e incrementos en los costes. Este descenso de la eficiencia es más pronunciado en el caso de las centrales de canales cilindro-parabólicos que en las de receptor central en torre. Aparece como mejor solución los sistemas de refrigeración híbrida, húmeda y seca, reduciendo el consumo de agua y minimizando el impacto sobre la eficiencia. Al ser la refrigeración húmeda más efectiva, la refrigeración seca se emplea durante el invierno, cuando las necesidades de refrigeración son menores. En verano, se emplea la refrigeración híbrida, húmeda y seca.

- Eficiencia global, solar-eléctrica: las plantas de receptor central en torre y de disco parabólico son las más eficientes en cuanto a conversión de la energía solar a eléctrica, llegando a ser hasta un 50% mayor que las de colectores de canales cilindro-parabólicos y Fresnel.

Además de las mayores eficiencias globales, las plantas de discos parabólicos también son las que más costes de inversión, de operación y mantenimiento entrañan, siendo la de colectores Fresnel las que menos.

Tabla 3. Comparación de configuraciones de plantas termosolares (año 2018). Fuente: [18].

	Canales cilindro-parabólicos	Colectores lineales Fresnel	Receptor central en torre	Disco parabólico
Ratio de concentración	25-100	70-80	300-1000	1000-3000
Capacidad (MW_e)	10-200	10-200	10-150	0.01-0.04
Eficiencia solar-eléctrica anual (%)	15	8-10	20-35	20-35
Eficiencia óptica	Media	Baja	Media	Alta
Área requerida (m²/MWh)	4-6	6-8	8-12	30-40
Área del campo solar requerida	Grande	Media	Media	Pequeña
Agua de refrigeración (L/MWh)	3000 o seca	3000 o seca	2000 o seca	-
Adecuación para refrigeración por aire	Baja a buena	Baja	Buena	Excelente
Almacenamiento por sales fundidas	Disponible comercialmente	Posible, pero no probado	Disponible comercialmente	Posible, pero no probado

	Canales cilindro-parabólicos	Colectores lineales Fresnel	Receptor central en torre	Disco parabólico
Temperatura de operación del campo solar (°C)	290-390	250-390	250-500	250-700
Fluido de trabajo	Aceite sintético, agua/vapor (GDV), sales fundidas (en demostración), aire (en demostración)	Agua/vapor	Agua/vapor, sales fundidas, aire (en demostración)	Aire, Hidrógeno, Helio
Estado de desarrollo	Más madura	Demostración	Maduro	Demostración
Riesgo por el desarrollo de la tecnología	Bajo	Medio	Medio	Medio
Almacenamiento	Si, pero no con GDV	Si, pero no con GDV	Si, dependiendo de la configuración	Si, dependiendo de la configuración
Hibridación	Si	Si	Si	Si, dependiendo del caso
Factor de capacidad anual (%)⁽¹⁾	25-28 (no almacenamiento) 29-43 (7 h almacenamiento)	22-24	55 (10 h almacenamiento)	25-28

(1) Se define factor de capacidad como el cociente entre la energía real generada y la energía teórica generada a plena carga para un periodo determinado.

3.6 PROBLEMÁTICA, PREDICCIONES DE EVOLUCIÓN Y COSTE

El desarrollo de proyectos de plantas de concentración solar se enfrenta a la siguiente problemática [19]:

- Datos poco precisos respecto a valores de radiación directa media anual, lo que puede provocar errores de diseño que perjudiquen el desempeño de la planta.
- Información poco precisa sobre el ambiente, lo que se traduce en inesperadas tormentas de arena, suciedad, etc, que reducen la eficiencia de los colectores.
- Necesidad de amplias extensiones de terreno.
- Localizaciones óptimas en lugares con poca disponibilidad de agua y mal estado de la red para su conexión.
- Dificultades en la adquisición de permisos gubernamentales, por preocupaciones en cuanto a daños medioambientales y a la biodiversidad.

Dentro de la problemática expuesta, las centrales termosolares también se ven limitadas por causas inherentes al recurso que emplean:

- La intermitencia del recurso solar es perjudicial para la operabilidad y competitividad económica de las plantas.
- Las localizaciones de las plantas, al ser de tamaño considerable, se encuentran lejos de los núcleos de consumo, por lo que han de tenerse en cuenta costes extra para el transporte, un factor especialmente relevante en las zonas con mejores valores de radiación solar directa, que en muchas ocasiones corresponde a países cuya economía está en desarrollo y su infraestructura eléctrica es limitada.

A pesar de todo, la gran dificultad que encara este tipo de tecnología es la elevada inversión inicial que requieren. Las plantas de canales cilindro-parabólicos, al ser las más desarrolladas, son las menos costosas por el aprendizaje de su tecnología, sin embargo, la mejora de su eficiencia con su consecuente reducción de coste se ve comprometida por el límite de temperatura del fluido de trabajo. El resto, al ser menos maduras, se enfrentan a más dificultades para encontrar financiación.

3.6.1 Estado actual

En el momento actual, la tecnología solar de concentración está dominada por las plantas de canales cilindro-parabólicos seguidas de las plantas de receptor central en torre. Como se observa en la Figura 29, de las 135 plantas termosolares operando o en construcción en el mundo, un 80% corresponde a canales cilindro-parabólicos, esto se traduce en mayor experiencia de operación y mayor maduración de la tecnología y, por tanto, menores riesgos técnicos y de financiación [20].

Las plantas de receptor central en torre representan el 45% de las plantas en construcción, apreciándose una reciente inclinación sobre esta configuración frente a la de canales cilindro-parabólicos, siendo un 42% de las plantas en construcción de este tipo dadas las posibilidades ofrecidas por unas mayores temperaturas de trabajo.

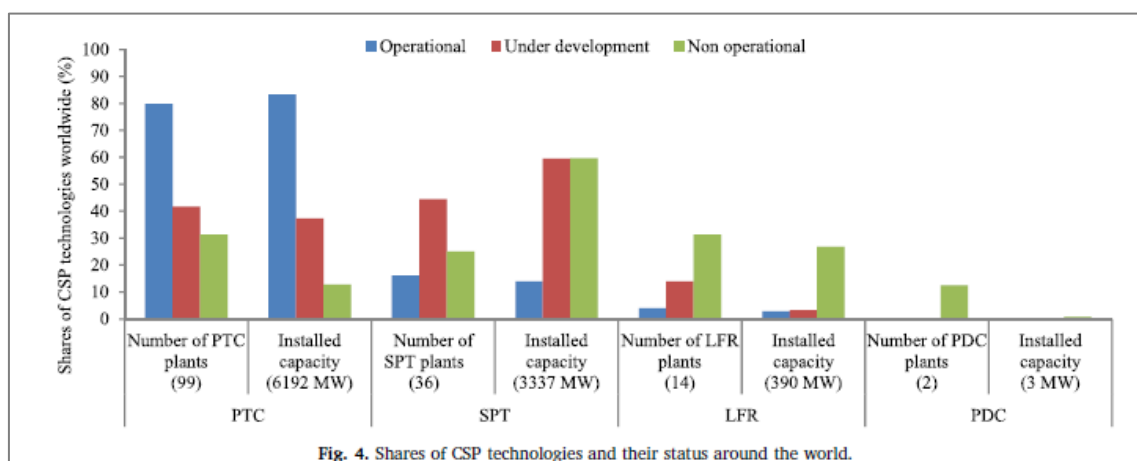


Fig. 4. Shares of CSP technologies and their status around the world.

Figura 29. Estado de la tecnología solar térmica. Fuente: [20].

Se puede concluir en que, a gran escala, la tecnología cilindro-parabólica es la mejor opción en la actualidad, debido a la experiencia operativa acumulada, los menores riesgos económicos y técnicos que entraña y el aceptable compromiso entre el coste de la electricidad generada y eficiencia. Sin embargo, considerando el medio-largo plazo, cuando la experiencia operativa de las plantas de receptor central en torre sea mayor, los márgenes de riesgo se reducirán, convirtiéndose esta configuración en la mejor elección dadas sus ventajas tecnológicas y de eficiencia respecto al resto de configuraciones.

3.6.2 Coste por configuración

Para la valoración de las diferentes configuraciones de las plantas desde el punto de vista económico, el indicador más ampliamente utilizado para valorar la rentabilidad de

una planta es el LCOE (\$/kWh), el cual representa el coste de inversión repartido entre todas las unidades de energía generadas para un periodo concreto.

Tabla 4. Costes derivados de las plantas termosolares. Fuentes: [18][20].

		Canales cilindro-parabólicos	Colectores lineales Fresnel	Receptor central en torre	Disco parabólico
2018	Coste de inversión (\$/kW)	3,792	-	4,000+	12,578
	Costes de operación y mantenimiento (\$/kWh)	0.012-0.02	Low	0.034	0.21
	LCOE (\$/kWh)	0.26-0.37 (sin almacenamiento) 0.22-0.34 (con almacenamiento)	0.17-0.37 (6h almacenamiento)	0.2-0.29 (6-7.5h almacenamiento) 0.17-0.24 (12-15h almacenamiento)	-
2019	Coste de inversión (\$/kW)	3,900-4,100 (sin almacenamiento) 6,300-8300 (6h almacenamiento)	-	5,700-6,400 (6-7.5h almacenamiento) 8,100-9,000 (12-15h almacenamiento)	-
	Costes de operación y mantenimiento (\$/kWh)	0.012-0.02	-	0.034	0.21
	LCOE (\$/kWh)	0.132-0.137 (sin almacenamiento) 0.124-0.155 (6h almacenamiento)	-	0.118-0.129 (6-7.5h almacenamiento) 0.112-0.121 (12-15h almacenamiento)	-

Se observa de la información recogida por la Tabla 4 que el LCOE se ve influenciado por la existencia de almacenamiento energético, especialmente para las plantas de receptor central en torre, cuyo LCOE es más atractivo en comparación con una planta de canales cilindro-parabólicos con almacenamiento. Esto se debe principalmente, como se ha explicado anteriormente, a las mayores temperaturas de operación de las centrales de receptor central en torre, que permiten una mayor temperatura de entrada a la turbina con el consecuente aumento del rendimiento de la misma. Por otra parte, se observa como los costes de inversión aumentaron del año 2018 al año 2019, esto es debido al retrasos en la ejecución de proyectos, empleando las estructuras de costes de años anteriores (mayores).

3.6.3 Tendencias de desarrollo

Como se ha establecido, el mayor inconveniente de las plantas termosolares es la elevada inversión inicial necesaria, cuya disminución va ligada a la experiencia y al incremento de eficiencia, por lo que se sigue trabajando en la mejora y desarrollo de procesos y aspectos tecnológicos para lograrlo. Entre las principales tendencias de investigación candentes hoy en día destacan [20]:

- Generación Directa de Vapor integrada con canales cilindro-parabólicos para la producción de electricidad y calor.
- Optimización de los campos solares, mejoras en la manufactura, diseño y en los sistemas asociados a los colectores.
- Estimación del LCOE de la electricidad generada mediante análisis de sensibilidad.

- Aplicación de la herramienta tecno-económica SAM a las centrales de concentración.
- Implementación de ciclos Rankine orgánicos y de CO₂ supercrítico.
- Hibridación con desalinización o producción de hidrógeno.
- Mejora del ciclo de vida de los materiales.
- Almacenamiento térmico de calor latente, con cambio de fase.

En resumen, a pesar de que la tecnología solar de concentración ha demostrado ser una fuente generadora a tener en cuenta en cuanto a fiabilidad y capacidad, aún queda mucho potencial que explotar tanto para mejorar su competitividad económica como para su optimización.

4 TECNOLOGÍA SELECCIONADA

4.1 CAMPO SOLAR

La primera planta de concentración solar de canales cilindro-parabólicos moderna, SEGS 1, se construyó en 1984, continuando su operación a día de hoy. El empleo de esta tecnología de colectores ha constituido una inestimable ayuda en la mejora y desarrollo comercial que han experimentado las plantas termosolares desde principios de este siglo. El hecho de que estas plantas continúen en funcionamiento diario después de tantos años les provee de una alta credibilidad técnica y confianza para los inversores y promotores.

Un colector de canal cilindro-parabólico concentra la energía solar de manera lineal mediante un concentrador en forma de canal parabólico que refleja la radiación solar directa en el receptor, un tubo absorbedor situado en la línea focal de la parábola. La superficie del colector refleja la radiación solar directa en la superficie externa del tubo absorbedor, calentando el fluido que circula en su interior. De esta manera, la radiación solar se transforma en energía térmica en forma de calor sensible o latente. Este calor puede ser empleado para alimentar procesos industriales directamente o emplearse en un ciclo de potencia, habitualmente un ciclo Rankine, para producir electricidad en una turbina de vapor, siendo lo que se denomina una planta solar termoeléctrica.

Con la tecnología actual, los canales cilindro-parabólicos pueden entregar energía al ciclo de potencia hasta incrementar la temperatura del fluido del ciclo a 398°C, como máximo. La barrera en la temperatura viene impuesta por la naturaleza del fluido de trabajo, aceite sintético, cuya degradación comienza a partir de esa temperatura. Un campo de investigación es el desarrollo de otros fluidos de trabajo que solventen esta limitación.

4.1.1 Opciones comerciales de canales cilindro-parabólicos para plantas de potencia

El conjunto de la palabra colector engloba tanto la lámina reflectora, como la estructura metálica que la sostiene y el sistema de seguimiento del sol [9].

La lámina reflectora, los espejos curvados, se producen depositando películas de plata o aluminio sobre una superficie previamente curvada, que le aporta rigidez. En la actualidad, estas superficies de soporte se realizan en diferentes materiales:

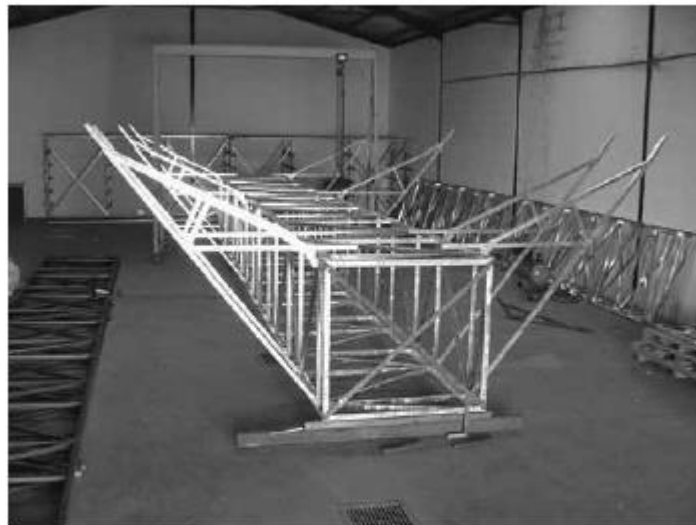
- Chapa metálica: se utiliza aluminio pulido de alta reflectividad en las que además de realizar la función de soporte, la superficie refleja la luz directamente. El bajo coste del aluminio constituye su principal ventaja, a pesar de ello, su vulnerabilidad a la intemperie, traducido en durabilidad baja y deterioro rápido, lo hace inadecuado para su empleo en aplicaciones que requieran larga duración.
- Vidrio: sobre la superficie de vidrio se deposita la película de plata, distinguiendo dos casos según el grosor del mismo.
 - Si se trata de vidrio delgado (<1.5 mm), los espejos se depositan sobre una superficie metálica curvada gruesa, que es la que dota al sistema de la curvatura necesaria. Estos espejos al ser finos se curvan en frío pegándose en la superficie metálica curvada de la estructura.

- Si se trata de vidrio grueso, antes de depositar la película de plata, se curva en caliente, pudiendo colocarse directamente sobre la estructura sin necesidad de una superficie metálica curvada.
- Plástico: se deposita la lámina de plata o aluminio sobre un material plástico que posteriormente se pega a una superficie curvada gruesa que aporta la curvatura.

Tradicionalmente, el elemento reflector se manufactura a partir de vidrios gruesos de al menos 4 mm.

La estructura metálica es necesaria para lograr la forma parabólica óptima para la concentración de los rayos solares y proveer de rigidez y soporte al conjunto de espejos y tubos. La estructura metálica generalmente se construye a partir de una columna vertebral que puede ser de tres maneras [15]:

- *Torque box*: un marco estructural central provee rigidez y evita la torsión, de él salen perfiles metálicos, ramas, que soportan los espejos. Adecuado para aplicaciones con velocidades del viento moderadas (< 35 km/h). La principal ventaja es su buen comportamiento y estabilidad bajo cargas de viento. Como desventaja, el aumento de los costes debido a las características de las soldaduras y precisión requeridas para la unión tubo-ramas.



7.5 Steel structure of the Eurotrough-100 collector design.

Figura 30. Estructura torque box. Fuente: [15].

- *Torque tube*: un tubo central metálico se emplea como elemento soporte. Es importante destacar, que las ramas que soportan los espejos deben estar ensambladas al tubo central con extrema precisión. Este tipo de estructuras son menos costosas que las estructuras *torque box*, al ser prefabricadas, sin embargo, presentan peor comportamiento a la flexión (cargas por peso muerto) y torsión (cargas por viento).



Figura 31. Estructura torque tuve. Fuente: [15].

- **Marco metálico:** se emplean partes preformadas y elementos fijadores para dar la forma parabólica.



Figura 32. Estructura de marco metálico. Fuente: [15].

El número y tamaño de las estructuras empleadas en centrales termosolares hace casi imposible la corrección de errores en el montaje después de su instalación, es por ello de extrema importancia realizar un control de calidad exhaustivo en el proceso de ensamblaje para asegurar que se cumplen las tolerancias de diseño y operación. Por otra parte, también se debe prestar atención a la alineación de las filas de colectores a fin de evitar errores en el seguimiento del sol. Los desajustes de alineación se traducen en una reducción de la radiación solar concentrada en el receptor y, por tanto, en pérdida de eficiencia.

Las centrales de canales cilindro-parabólicos están provistas de un sistema de seguimiento solar, con el objetivo de seguir la trayectoria dibujada por el sol durante el transcurso del día. En este tipo de plantas, el seguimiento solar se realiza mediante el giro alrededor de un eje paralelo a la línea focal. Para el movimiento de rotación del colector, se emplean accionadores eléctricos o hidráulicos (colectores grandes que requieran mayor par) [9].

El movimiento del mecanismo de seguimiento es tal que siempre está enfocado de manera perpendicular al sol, controlado mediante un sistema electrónico de control basado tanto en la distribución de células fotoeléctricas por la superficie del colector como en la implementación de algoritmos para el cálculo de la posición del sol en cada instante.

En una planta de este tipo, varios concentradores se acoplan en serie mediante uniones rígidas, empleando un único sistema de seguimiento. De esta manera los colectores se disponen en serie formando filas (lazos), las cuales se colocan de manera paralela hasta lograr la potencia deseada.

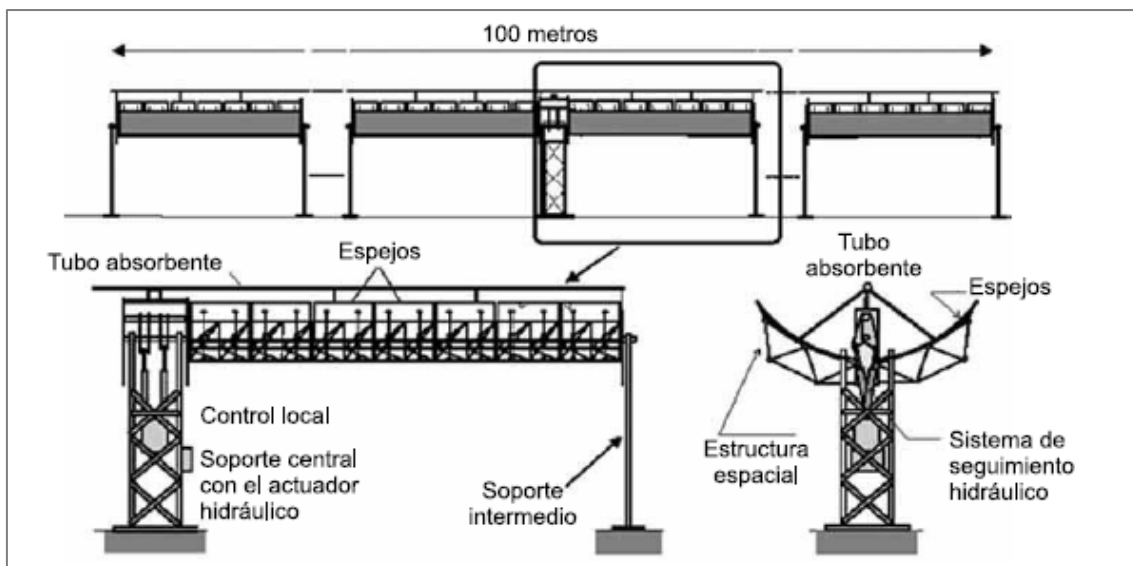


Figura 33. Esquema de un lazo. Fuente: [9].

4.1.2 Receptores

Este elemento generalmente se compone de dos tubos concéntricos: un tubo interior de metal por el que circula el fluido de trabajo y un tubo exterior de cristal concéntrico al primero.

El tubo metálico se recubre con un material selectivo de elevada absorbancia y baja emisividad del espectro infrarrojo, dotándolo de gran rendimiento térmico.

El tubo de cristal se fabrica a partir de borosilicatos bajos en hierro para aumentar la transmitancia de la radiación solar. Además, su superficie se recubre de una capa antirreflejante a fin de mejorar el rendimiento óptico.

Dentro de los receptores empleados en las plantas de canales cilindro-parabólicos se distinguen dos tipos, según la temperatura del fluido de trabajo:

- Con vacío: Cuando la temperatura del fluido de trabajo supera los 300°C, la superficie selectiva está sujeta a degradación por lo que se extrae el aire entre los tubos creando un vacío. Este vacío, además, reduce las pérdidas térmicas por convección, incrementando el rendimiento global del colector.

El tubo de cristal se une al tubo metálico por ambos extremos mediante fuelles metálicos. Uno de los extremos del fuelle se suelda directamente a la superficie externa del tubo metálico, mientras que el otro extremo se une al tubo de vidrio mediante una soldadura vidrio-metal. La adición del fuelle metálico permite compensar las dilataciones térmicas que se producen durante la operación, así como crear un espacio anular estanco donde crear el vacío.

Debido al mayor precio de este tipo de receptores, por su mayor complejidad en la fabricación, se emplean únicamente en aplicaciones de gran escala, cuando se requiere alta eficiencia térmica y el elevado coste es compensado por el aumento de eficiencia.

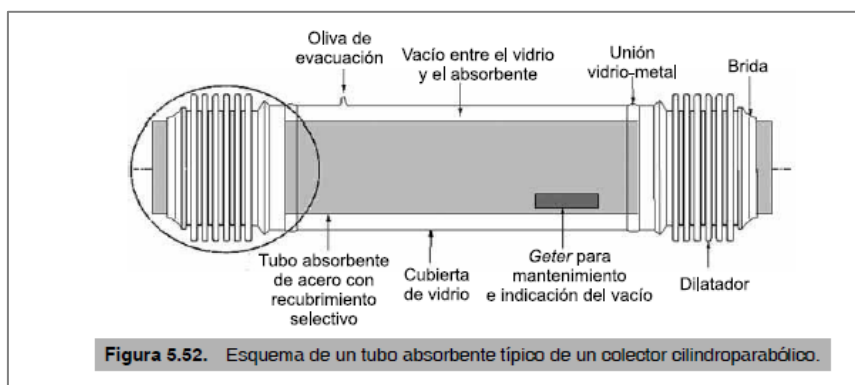


Figura 34. Esquema de un tubo absorbedor. Fuente: [9].

- Sin vacío: adecuados para temperaturas inferiores a 300°C, ya que las pérdidas térmicas son menos críticas a menores rangos de temperatura y los recubrimientos selectivos que se emplean presentan estabilidad hasta 325°C en contacto con el aire. No poseen vacío entre el tubo metálico y de vidrio, ni requieren soldaduras vidrio-metal, empleándose uniones roscadas. Los recubrimientos selectivos son más simples, siendo usados habitualmente cobalto, níquel o cromo negro, más baratos y sencillos de producir.

Debido a las limitaciones de fabricación, la máxima longitud de los tubos absorbedores es, generalmente, menor a 5 m, siendo colocados en serie hasta cubrir la longitud de la fila de colectores.

4.1.3 Fluido de trabajo

El fluido caloportador típicamente empleado en el campo de colectores de las plantas cilindro-parabólicas es aceite sintético. Este fluido presenta dos inconvenientes importantes. En primer lugar, a partir de los 400°C comienza a degradarse, lo que limita la temperatura del vapor que llega a la turbina del bloque potencia a ese valor, constituyendo una barrera al incremento de la eficiencia de la planta, ligado a aumentar

la temperatura del bloque de potencia. En segundo lugar, el aceite sintético entraña riesgos medioambientales, además de ser inflamable, por lo que ha de tenerse especial precaución con las posibles fugas [15].

Otros fluidos, como las sales fundidas, gases presurizados o agua/vapor de agua se plantean como alternativas al aceite sintético. Se analizan las tres opciones por separado:

- **Sales fundidas:** permiten temperaturas de operación de hasta 575°C, dando lugar a mayor eficiencia del ciclo. Además, al ser habitualmente el mismo fluido que se emplea para el sistema de almacenamiento, permite simplificar la planta eliminando el intercambiador aceite-sales fundidas. Como inconveniente, las sales fundidas solidifican a temperaturas superiores a 220°C (el punto de fusión depende de la composición de las sales), es por tanto necesario la instalación de un sistema de traceado eléctrico, lo que incurre en un aumento en los costes.
- **Agua/vapor de agua:** se plantea para la producción directa de vapor (agua como único fluido de trabajo), sin embargo, involucra trabajar a presiones mayores a la de saturación a la temperatura máxima que alcanza el agua, que en el caso de ser 315°C sería superior a 100 bar. Esto implica que hay que tener un sistema de control complejo para mantener la temperatura y la presión estables durante los transitorios de la radiación solar para evitar los cambios de fase inesperados. La ventaja radica en lo simplificada que resulta la planta al producirse el vapor del bloque de potencia directamente en el campo solar.
- **Gases presurizados:** el uso de CO₂, aire o N₂ como fluido de trabajo del campo solar, se plantea como solución a los problemas de estabilidad térmica e inflamabilidad del aceite sintético. El empleo de gases permitiría alcanzar mayores temperaturas, superiores a 500°C, permitiendo mayores eficiencias y mayores capacidades de almacenamiento térmico al aumentar el gradiente de temperaturas. El inconveniente principal radica en las pérdidas de presión en el campo solar, requiriendo mayor potencia para la compresión y por tanto mayor consumo eléctrico para la operación.

Tabla 5. Ventajas y desventajas de los distintos fluidos de trabajo. Fuente: [15].

Fluido	Ventajas sobre aceite térmico sintético	Desventajas sobre aceite térmico sintético
Sales fundidas	Almacenamiento térmico más eficiente	Mayores pérdidas térmicas durante la noche
	Mayores temperaturas de operación	Campo solar más complejo
	No contaminante ni riesgo de inflamación	Mayor consumo de electricidad
Agua/vapor de agua	Diseño sencillo	Incompatibilidad con almacenamiento térmico convencional
	Mayores temperaturas de operación	Sistema de control del campo solar más complejo

Fluido	Ventajas sobre aceite térmico sintético	Desventajas sobre aceite térmico sintético
	No contaminante ni riesgo de inflamación	Mayores presiones en el campo solar
Gases presurizados	Mayor temperatura del vapor	Poca transferencia de calor en los tubos del receptor
	Mejora de capacidades del almacenamiento térmico	Sistema de control del campo solar más complejo
	No contaminante ni riesgo de inflamación	Mayores presiones en el campo solar

4.1.4 Configuración del campo de colectores

Los colectores se disponen en lazos de unos de 600 m que a su vez se colocan en filas paralelas, cobrando especial importancia como se conectan las filas de tuberías del campo solar entre sí para mantener las pérdidas de presión y el consumo eléctrico indirecto a niveles bajos. Las principales disposiciones de las tuberías en las plantas de canales cilindro-parabólicos se resumen en tres configuraciones, retorno directo, retorno inverso y alimentación central. En todas las opciones la salida del fluido caliente es de menor longitud que la salida fría para minimizar las pérdidas térmicas.

- Retorno directo: es la disposición más simple y empleada en campos solares pequeños. La principal desventaja es la gran diferencia de presión entre las entradas de cada lazo, por la distinta longitud recorrida, haciendo necesaria la instalación de válvulas manuales para controlar que se mantenga un flujo constante y equiparar las pérdidas de presión a través de cada fila. La adición de estas válvulas puede provocar una caída de presión extra que puede afectar significativamente a la pérdida de presión total, implicando mayor consumo de electricidad en bombeo para compensar la pérdida de carga. Dado el desequilibrio de presión entre lazos, la velocidad del fluido en cada uno de ellos será diferente y la temperatura alcanzada en cada uno, también.

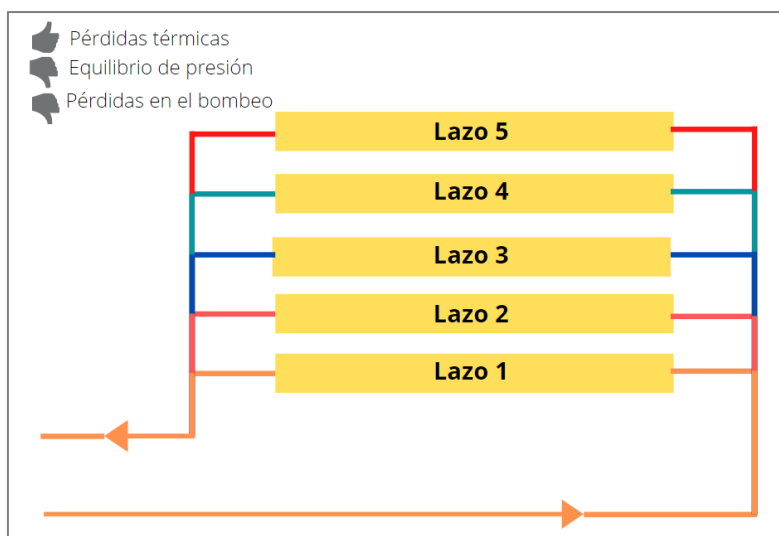


Figura 35. Configuración de retorno directo. Fuente: Adaptación [15][21].

- **Retorno indirecto:** El fluido entra primero por la fila de colectores más alejadas, las cuales recorren menos metros de tubería para entrar, pero mayores metros de tubería para salir por lo que se equilibran las pérdidas de presión. La longitud total de las tuberías de esta configuración es superior a la configuración de retorno directo, lo que se traduce en mayores pérdidas térmicas, aunque esto depende fuertemente de la temperatura de entrada del campo solar. Si la temperatura de entrada es baja, las pérdidas térmicas adicionales son despreciables. El tener mayor longitud total de tuberías implica mayores gastos en material, aislamiento, etc.

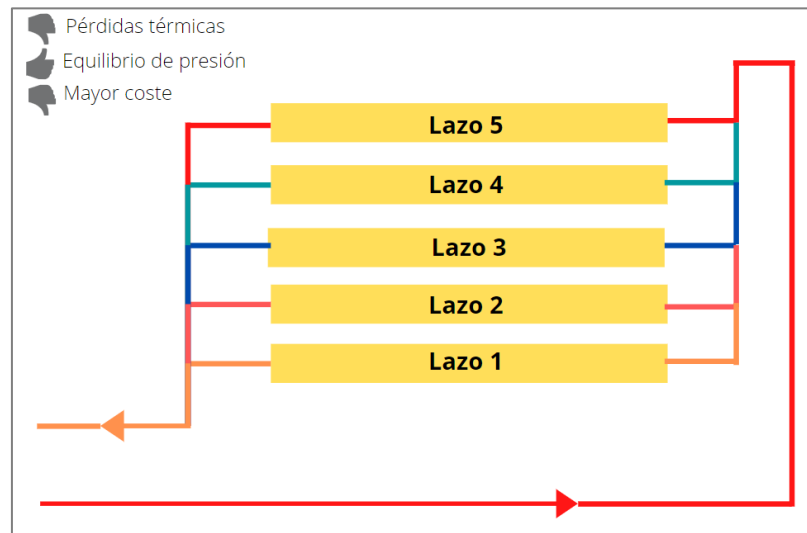


Figura 36. Configuración de retorno indirecto. Fuente: Adaptación [15][21].

- **Alimentación central:** adecuada para campos solares grandes. Requiere válvulas en cada fila de colectores para homogeneizar el flujo por las líneas, pero se reduce la longitud total de las tuberías empleadas y con ello el consumo eléctrico de la bomba. Una ventaja significativa de esta configuración es la separación entre las filas de colectores, que permite el paso de vehículos sin necesidad de enterrar las conducciones.

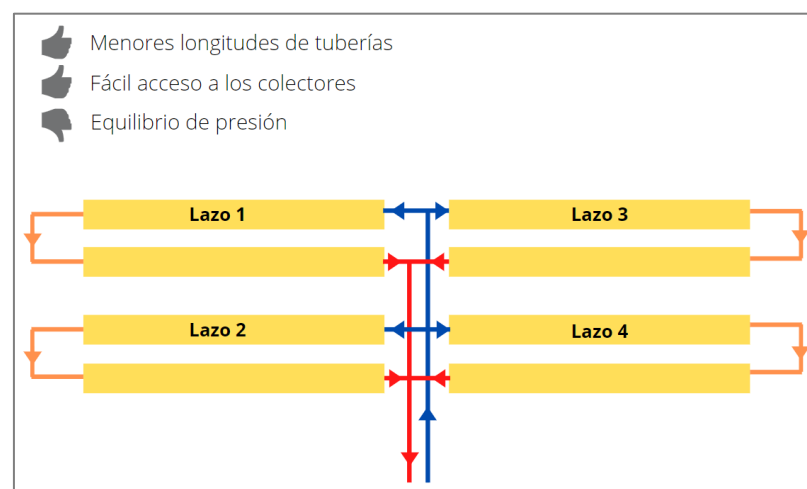


Figura 37. Configuración de alimentación central. Fuente: Adaptación [15][21].

La configuración en forma de H es la más empleada en las plantas actuales, teniendo cada subcampo los colectores dispuestos en alimentación central. Los subcampos de colectores se disponen alrededor del bloque de potencia siendo cada uno abastecido por unas tuberías centrales en forma de H. Esto permite el aislamiento de cada uno en caso de que sea necesario (mantenimiento, exceso de recurso solar...), además de permitir el paso de vehículos para mantenimiento.

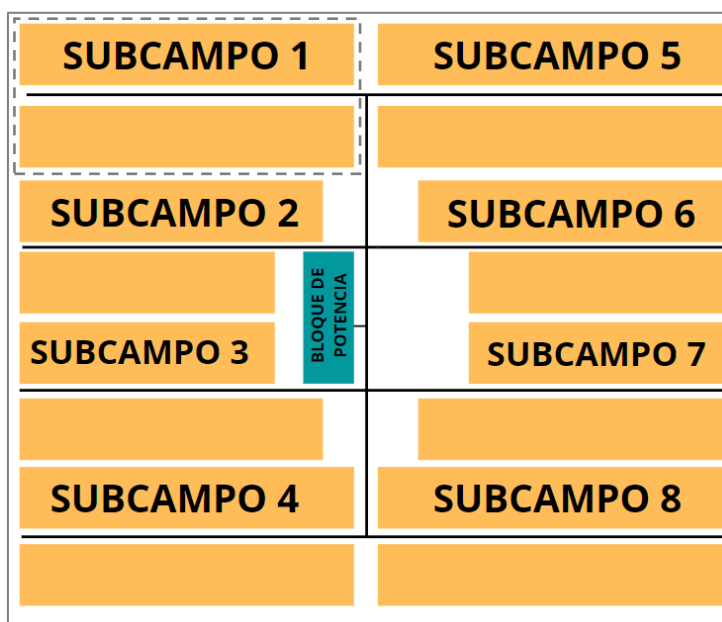


Figura 38. Configuración en H. Fuente: Elaboración propia.

4.1.5 Parámetros básicos del colector

A principios de los años 2000, los colectores de canal cilindro-parabólico comerciales tenían longitudes de 100-150 m, con anchos de la parábola de unos 6 m, lo cual proveía un área de apertura de entre 550 m² y 825 m², aproximadamente. En los últimos años se han desarrollado nuevos modelos de colectores con anchos y áreas de apertura mayores, siendo habitual el empleo del colector Spacetube 8.2++, desarrollado por Abengoa de 8.2 m de ancho de apertura, utilizado en plantas de gran envergadura como Xina Solar One (Sudáfrica) o DEWA (Dubái).

Se definen los siguientes conceptos representados en la Figura 39 [15]:

- Área de apertura del colector: máxima área proyectada que recibe radiación solar.
- Vector solar: aquel con el que inciden los rayos solares.
- Ángulo de incidencia (ϕ): aquel formado por el vector solar y el vector normal a la superficie de apertura.

La posición del colector debe ser tal que el vector solar, el vector normal al área de apertura y la línea focal de la parábola estén en el mismo plano. La cantidad de radiación incidente en el área de apertura del colector se ve fuertemente afectada por el ángulo de incidencia, de manera que cuanto menor sea el ángulo de incidencia, mayor cantidad de radiación solar puede ser reflejada sobre el receptor y, por tanto, convertida en energía térmica.

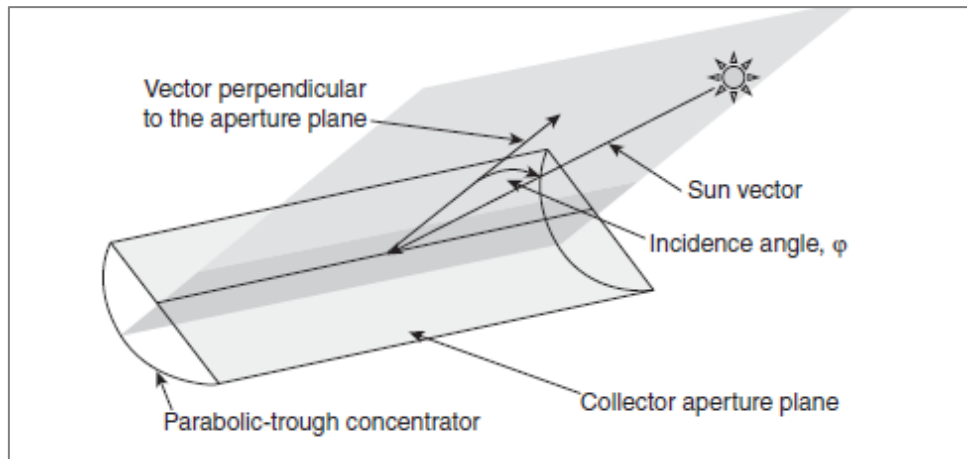


Figura 39. Radiación solar sobre un colector de canal cilindro-parabólico 1. Fuente: [15].

Los parámetros más importantes que definen a un colector cilindro-parabólico son la razón de concentración geométrica, ángulo de aceptación, ángulo de apertura y el rendimiento óptico de pico.

- Razón de concentración geométrica (C): es la relación entre el área de apertura del colector y el área total del tubo absorbedor.

$$C = \frac{A}{L \cdot \pi \cdot D} = \frac{W}{\pi \cdot D} \quad (1)$$

Siendo:

- A: área de apertura del colector, m².
- L: longitud del colector, m.
- D: diámetro exterior del receptor, m.
- W: ancho de la parábola, m.

Altos valores de la razón de concentración geométrica se identifican con mayores temperaturas de trabajo y por tanto con mayores eficiencias. La razón de concentración suele oscilar en 25, aunque teóricamente la razón de concentración puede llegar hasta 70.

- Ángulo de aceptación (θ): es el máximo ángulo que se puede formar entre dos rayos solares en un plano transversal al área de apertura del colector, de manera que, al reflejarse, incidan sobre el receptor con el mismo ángulo. Cuanto mayor es el ángulo de aceptación, menos exacto puede ser el sistema del seguimiento del sol, ya que no necesitará reorientación con tanta frecuencia. Valores pequeños de este ángulo se relacionan con mayores ratios de concentración, requiriendo sistemas de seguimiento más precisos y por tanto incurriendo a mayores costes. El ángulo de aceptación mínimo aceptable es 0.53°, siendo habitualmente recomendados en colectores comerciales valores de entre 1-2° con razones de concentración de 20 a 30.
- Ángulo de apertura (φ): se relaciona directamente con la longitud del arco del colector.

$$\tan \phi = \frac{8 \cdot f \cdot W}{W^2 - 16 \cdot f^2} \quad (2)$$

Siendo:

- f: distancia focal de la parábola, m.

Los ángulos de apertura habituales están en el rango de 70-110°. Menores ángulos reducen el área de apertura. Mayores ángulos son menos rentables ya que aumentan la superficie del colector sin influir significativamente en el incremento del área de apertura del colector.

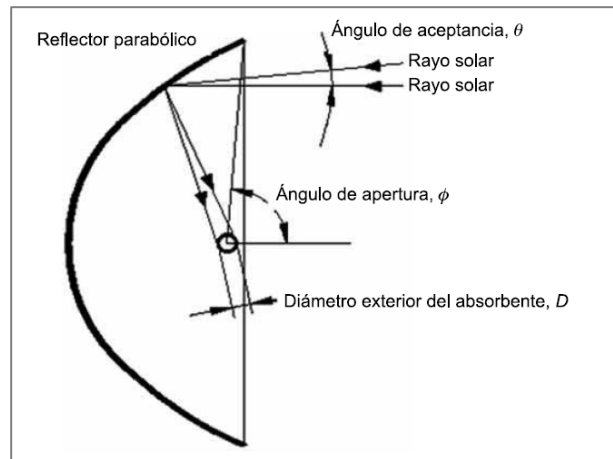


Figura 40. Radiación solar sobre un colector de canal cilindro-parabólico 2. Fuente: [9].

- Rendimiento óptico de pico: representa la cantidad de la radiación solar que incide sobre el área de apertura del colector que es absorbida por el receptor cuando el ángulo de incidencia es 0, esto es, cuando los rayos solares son perpendiculares al área de apertura, dando lugar a mayor eficiencia. Los colectores comerciales suelen tener un valor del rendimiento pico dentro del rango de 0.74-0.85.

Este rendimiento viene influido de las pérdidas ópticas del colector que se asocian con los siguientes parámetros:

- Reflectividad (ρ): de la superficie reflexiva del colector. Solo una porción de la radiación solar incidente se refleja sobre el receptor, por lo que la reflectividad es menor que 1. Un valor típico para un colector de vidrio común es 0.93.
- Factor de intercepción (Y): una porción de la radiación solar directa reflejada por el colector no alcanza la superficie del receptor por motivos tales como imperfecciones en los espejos, en la forma parabólica de los colectores, deformaciones mecánicas de los colectores, etc. Por tanto, el factor de intercepción se puede definir como la combinación de tres parámetros:
 - Errores geométricos por la forma parabólica del concentrador (Y_1).
 - Sombras por bloqueos de la radiación a causa de los soportes de receptor (Y_2).
 - Deformación mecánica de la estructura de soporte (Y_3).

Estos parámetros son causantes de que algunos rayos solares sean bloqueados o reflejados con un ángulo erróneo, impidiendo su llegada al receptor. El valor del factor de intercepción para los colectores de canal cilindro-parabólicos suele encontrarse dentro del rango de 0.91-0.99.

- Transmitancia (τ): el tubo absorbedor se ve protegido por una cubierta de cristal, que además sirve para disminuir las pérdidas térmicas. Una porción de la radiación solar directa que incide sobre la cubierta del cristal es incapaz de atravesarla. La razón entre la cantidad de radiación incidente y la que consigue traspasar es la transmitancia, con valores típicos de 0.93, pudiendo ser aumentado a 0.96 mediante la aplicación de coberturas anti-reflexivas en las superficies de la cobertura de cristal.
- Absorbancia (α): la superficie selectiva del tubo absorbedor no puede absorber la totalidad de la radiación directa incidente sobre la misma, la absorbancia cuantifica que porción puede ser absorbida. Los valores habituales se encuentran dentro del rango de 0.9-0.96.

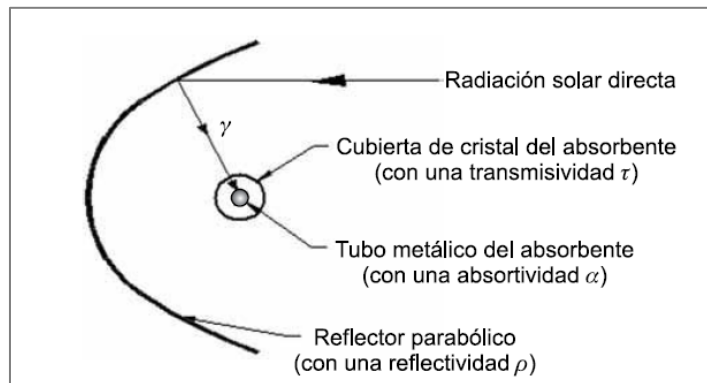


Figura 41. Pérdidas ópticas en un colector de canal cilindro-parabólico. Fuente: [9].

El rendimiento óptico de pico del colector cilindro-parabólico queda definido como el producto de estos cuatro parámetros.

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3)$$

4.2 BLOQUE DE POTENCIA

Las plantas solares de concentración hacen uso de ciclos Rankine para la producción de potencia. Un ciclo Rankine es un ciclo termodinámico que produce energía mecánica a partir de energía térmica transportada, generalmente, por vapor, constituyendo un ciclo de potencia. A fin de definir el ciclo para la planta solar en cuestión, se enuncian los conceptos básicos del ciclo para luego concretar las modificaciones para su integración con el campo solar [22].

4.2.1 Ciclo Rankine simple

Este ciclo produce potencia mediante la evaporación y condensación del fluido de trabajo, generalmente vapor de agua. El principio de operación básico consiste en la adición de calor por medio de una fuente externa (caldera, campo solar...), produciéndose vapor en un evaporador. Este vapor, a alta presión y alta temperatura, es llevado a una turbina donde se expande produciendo potencia mecánica. El vapor a la salida de la turbina, a baja presión y baja temperatura es introducido en un

condensador, donde intercambia calor con el fluido de refrigeración, condensándose y pasando a estado líquido. Una vez en estado líquido, el agua pasa a una bomba donde se aumenta su presión y se impulsa a la caldera para repetir el ciclo.

El diagrama T-s de un ciclo Rankine simple e ideal, esto es, sin pérdidas de presión en el condensador y en la caldera, y siendo los procesos en la turbina y la bomba adiabáticos e internamente reversibles, se muestra en la Figura 42.

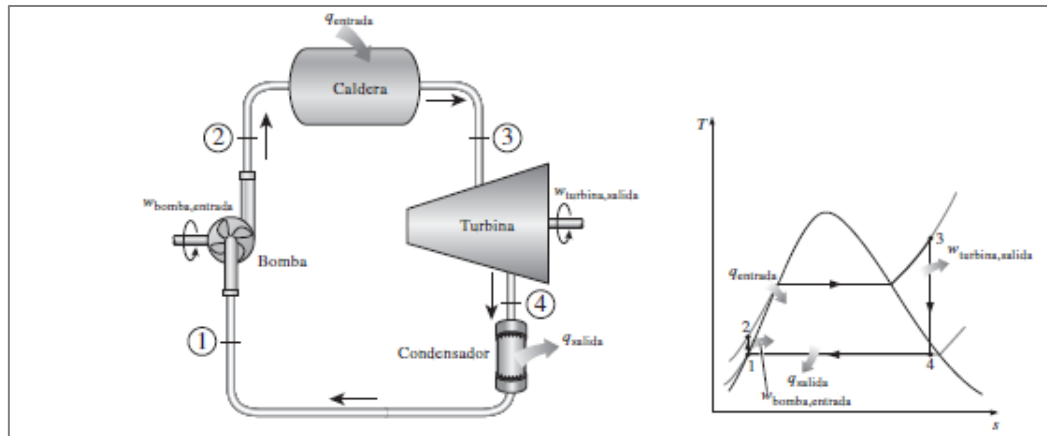


Figura 42. Ciclo Rankine simple ideal. Fuente: [22].

Se pueden distinguir cuatro procesos dentro del ciclo ideal:

- 1 \rightarrow 2: El fluido de trabajo en estado de líquido saturado se comprime isoentrópicamente mediante la aplicación de trabajo externo sobre la bomba, saliendo a la presión del evaporador o caldera.
- 2 \rightarrow 3: El fluido de trabajo entra en estado de líquido comprimido en el evaporador, donde se le suministra calor a presión constante, elevándose el fluido a la temperatura de ebullición y finalmente cambiando de fase, resultando vapor sobrecalentado.
- 3 \rightarrow 4: El vapor sobrecalentado es expandido en la turbina desde la presión del evaporador/caldera hasta la presión del condensador, saliendo a menor presión y temperatura en forma de mezcla líquido-vapor.
- 4 \rightarrow 1: El vapor entra en el condensador donde cede calor a presión constante al fluido de refrigeración, condensándose y saliendo en forma de líquido saturado.

4.2.2 Optimizaciones del ciclo Rankine

Con el objetivo de mejorar el rendimiento del ciclo surgen una serie de modificaciones del ciclo Rankine: sobrecalentamiento, recalentamiento y precalentamiento.

El ciclo Rankine presenta el problema de que, si al salir del evaporador/caldera el vapor no está lo suficientemente sobrecalentado, al expandirse en la turbina, comienza a condensar, formándose una mezcla de líquido y vapor, lo que puede ser perjudicial para la turbina. Esto se puede ver en el diagrama T-s del ciclo simple, parte del proceso 3 \rightarrow 4 tiene lugar en la región de mezcla líquido-vapor. Por ello, generalmente, la buena práctica es mantener el título de vapor a la salida de la turbina mayor o igual al 90%. El hecho de que parte del vapor condense, dentro del límite establecido, mejora el rendimiento de la turbina al emplearse el calor latente desprendido del cambio de fase para la producción de potencia, a pesar de ello, provoca la necesidad de recubrir los

álabes de la turbina con aleaciones especiales a fin de protegerla de la erosión. Por otra parte, si el título de vapor es inferior al límite recomendado, el rendimiento de la turbina disminuye a causa de la pérdida de energía cinética del vapor por el freno de los álabes al impactar las gotas de líquido sobre ellos. Este problema es resuelto mediante la adición de sobrecalentamiento y recalentamiento al ciclo, que aumentan la temperatura de entrada a la turbina incrementando su rendimiento.

Al conjunto del evaporador, sobrecalentador y recalentador se le conoce como tren de generación de vapor.

4.2.2.1 Sobrecalentamiento

Esta modificación consiste en seguir suministrando calor al vapor tras su salida del generador de vapor o evaporador, aumentando su temperatura de manera que al ser introducido en la turbina esté en condiciones alejadas al punto de saturación. Esto se logra mediante la inclusión de un intercambiador de calor adicional, el sobrecalentador, a continuación del evaporador. Además, el ciclo con sobrecalentamiento aumenta la temperatura de entrada a la turbina, por lo que el rendimiento es superior.

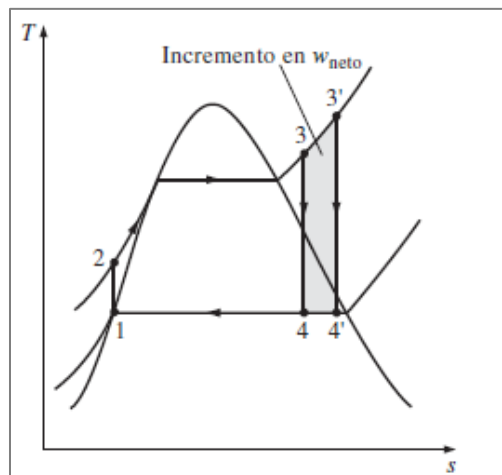


Figura 43. Ciclo Rankine con sobrecalentamiento. Fuente: [22].

4.2.2.2 Recalentamiento

El recalentamiento consiste en que cuando el vapor sale del evaporador, entra en la primera etapa de la turbina (alta presión) expandiéndose hasta una presión intermedia entre el evaporador y el condensador. Saliendo de la primera etapa de la turbina, se dirige a un nuevo intercambiador de calor, el recalentador, donde se le aporta energía de nuevo, aumentando su temperatura. Tras la salida del recalentador, se dirige a la segunda etapa de la turbina (baja presión), donde se expande nuevamente produciendo energía mecánica. Es posible instalar tantas etapas de recalentamiento como sea necesario, considerando, que cada una es un aumento de complejidad de la instalación, así como de costes.

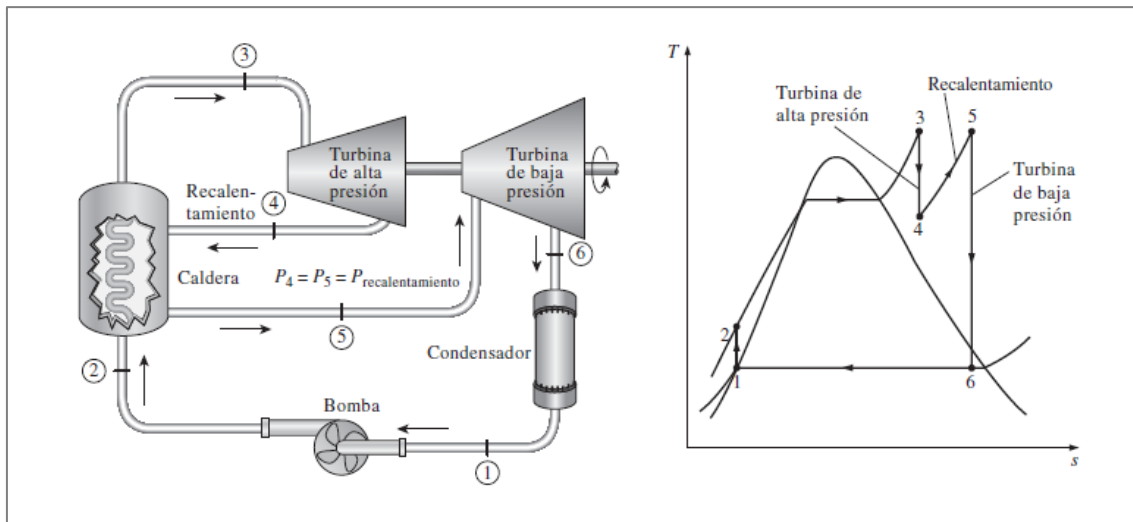


Figura 44. Ciclo Rankine con recalentamiento. Fuente: [22].

4.2.2.3 Regeneración

La regeneración o precalentamiento regenerativo del agua de alimentación consiste en aumentar la temperatura del agua que llega al evaporador, precalentándola, con el objetivo de reducir la potencia térmica necesaria a aportar para la evaporación del fluido. Esto se consigue mediante la instalación de un circuito de intercambiadores de calor, calentadores, que irán aumentando la temperatura del agua de salida del condensador, unos 30-50°C, hasta lo más cercano posible a la temperatura de evaporación.

Estos calentadores adquieren la energía para calentar el agua a partir de extracciones o "sangrados" de la turbina, consistentes en extraer pequeñas cantidades de vapor de la turbina y emplear su energía contenida en el calentamiento del agua.

Los precalentadores pueden ser de dos tipos: abiertos (de mezcla) o cerrados (De condensación).

- Calentadores abiertos del agua de alimentación o de mezcla:
Intercambiador de calor de contacto directo, se mezclan las dos corrientes entrantes a diferente temperatura, dando lugar a una corriente con una temperatura intermedia. En el ciclo Rankine, el vapor extraído se mezcla con el agua condensada a la salida de la bomba, la cual comprime el fluido desde la presión del condensador hasta la presión del calentador. El vapor cede calor al agua de alimentación, aumentando la temperatura de la segunda, saliendo la mezcla en estado líquido a la presión del calentador. El aporte de calor al agua de alimentación permite desaيرear el fluido, esto es, liberar los gases disueltos que pudiera haber en el agua, por la disminución de la solubilidad de los gases con la temperatura, ya que pueden corroer el generador de vapor.
- Calentadores cerrados del agua de alimentación o de condensación:
Intercambiador de calor tipo carcasa-tubos en los que el vapor extraído cede calor sin mezclarse, condensándose en el exterior de los tubos por los que circula el agua de alimentación en su interior. Al estar ambos fluidos separados, pueden estar a presiones diferentes. Una vez tiene lugar la transferencia de calor, el vapor condensado se envía a la línea del agua de alimentación mediante una bomba o al condensador u otro calentador mediante un purgador o trampa. El

4.2.3.1 Tren generador de vapor

Se define un generador de vapor como un conjunto de intercambiadores de calor utilizados para producir vapor a presiones superiores a la atmosférica a partir de una fuente de calor externa. El tren de vapor de una planta solar de concentración está compuesto de las siguientes partes o equipos, que son a su vez, intercambiadores de calor del tipo tubos-carcasa.

- Economizador (o precalentador): aumenta la temperatura del agua desde una temperatura de alrededor de 245°C hasta cerca de la temperatura de evaporación, alrededor de 310°C. Se diferencia de los calentadores del agua de alimentación al emplear calor de la fuente externa.
- Evaporador: en él se produce el cambio de fase del agua a vapor saturado a 314°C y 105 bar de presión.
- Sobrecalentador: se aporta calor hasta que la temperatura del vapor alcanza alrededor de 380°C.
- Recalentador: situado entre las dos etapas de la turbina, salida de la etapa de alta presión y entrada de la etapa de baja presión, la temperatura del vapor se aumenta de nuevo desde los 200°C hasta los 380°C.

4.2.3.2 Turbina

A fin de evitar que la turbina trabaje con mezcla líquido-vapor, es necesario dividir el proceso de expansión en varias etapas con recalentamiento intermedio, típicamente dos, distinguiendo entre:

- Etapa de alta presión: entrada a la turbina a aproximadamente 380°C y 105 bares.
- Etapa de baja presión: entrada a la turbina a aproximadamente 380°C y 18 bares.

Sin embargo, las turbinas pueden tener tantas etapas de expansión como estipule el fabricante.

4.2.3.3 Condensador

Situado a la salida de la turbina de baja presión, es un intercambiador de calor cuya función es la de enfriar el vapor saliente, pasando a fase líquida, mediante el intercambio con un segundo fluido, recuperando agua líquida para repetir el ciclo. La refrigeración del ciclo puede ser por medio de agua, con una torre de refrigeración, por medio de aire, con un aerocondensador o por medio de ambos (no simultáneamente), refrigeración híbrida.

Los aerocondensadores son empleados cuando la planta se localiza en un punto con escasez de agua o cuando no hay una fuente disponible, ya que su coste es mayor y disminuyen el rendimiento del ciclo.

4.2.3.4 Bombas de condensado

Bombas impulsoras del agua condensada hacia el desgasificador. El desgasificador suele encontrarse en el punto más alto de la instalación por lo que las bombas deben ser capaces de incrementar la presión para alcanzarlo teniendo en cuenta las pérdidas de carga que se producen al paso por los diversos equipos.

4.2.3.5 Precalentadores de baja presión

Calentadores cerrados del tipo tubos-carcasa colocados previamente al desgasificador. El calor intercambiado es procedente de extracciones del vapor de la turbina de baja presión. Generalmente se emplea más de un calentador, colocados en serie. A la salida del primer precalentador, por el lado del vapor (carcasa), se da una mezcla de líquido-vapor, la cual se dirige al siguiente intercambiador de la serie mezclándose con el vapor entrante de la segunda extracción, y así sucesivamente. La salida del lado del vapor del último calentador está conectada al condensador, enviándose a este último la mezcla de vapor y líquido.

4.2.3.6 Desgasificador

Es un calentador abierto o mezclador consistente en un depósito vertical cuya función es la de liberar los gases que puedan estar disueltos en agua de alimentación, a partir de la solubilidad inversa de los gases, por lo que al aumentar la temperatura del agua los gases son menos solubles y al ser menos densos, son liberados a la atmósfera. El calor empleado para el calentamiento del agua es procedente de una extracción del vapor de la turbina de baja presión.

El desgasificador suele venir acompañado de un elemento más, el tanque de agua de alimentación, estando ambos situados en el punto más alto de la planta. En él se almacena el agua una vez calentada en condiciones de casi saturación.

4.2.3.7 Precalentadores de alta presión

Calentadores cerrados del tipo tubos-carcasa colocados tras el desgasificador. El agua de alimentación aumenta su temperatura aún más mediante intercambio de calor con vapor de alta presión, procedente de extracciones de la turbina de alta presión. Habitualmente se emplean desde dos calentadores en serie. Una vez el intercambio de calor ha tenido lugar, el agua de alimentación calentada se dirige al tren de generación de vapor y el vapor parcialmente condensado se envía de vuelta al desgasificador.

4.2.3.8 Bombas de agua de alimentación

Las bombas que impulsan el agua de alimentación desde el desgasificador hasta el generador de vapor. Son bombas de alta presión, con capacidad de incrementar la presión por encima de 120 bar.

4.3 REFRIGERACIÓN DE LA PLANTA SOLAR

El condensador de un ciclo de potencia se sitúa entre la salida de la turbina de baja presión y las bombas de condensados. Su función radica en provocar el cambio de fase de vapor a líquido para devolverlo al tren de generación de vapor. Tres son las motivaciones para condensar el vapor y tener un ciclo agua-vapor frente a un ciclo de solo vapor:

- Permite el aprovechamiento del vapor de salida de la turbina de baja presión.
- Permite que la presión a la salida de la turbina se reduzca, por lo que el rendimiento y potencia de la turbina aumenta.
- El posterior incremento de la presión se puede conseguir a partir de una bomba hidráulica, de menor consumo eléctrico que un compresor.

Los condensadores pueden emplear como fluido frío tanto agua como aire, con torres de refrigeración o aerocondensadores, respectivamente. Las torres de refrigeración son la tecnología preferente cuando el agua es abundante y barata, constituye un 85-90% del consumo de agua de la planta, en contra, la refrigeración seca, la cual conlleva una bajada del rendimiento del ciclo agua-vapor de un 5-10% al tener el aire un coeficiente de transferencia de calor menor que el agua y requerir grandes caudales de aire, traducido en un mayor consumo eléctrico de los ventiladores. No obstante, la refrigeración seca reduce el consumo de agua de la planta en un 85-90%, lo que, considerando que las plantas termosolares suelen estar localizadas en regiones áridas, donde la radiación solar es alta, ligado a escasez de agua, se plantea como la única opción para la refrigeración [21][24].

4.3.1 Aerocondensador

4.3.1.1 Configuración

Este tipo de intercambiadores de calor son del tipo tubos-carcasa y flujo cruzado. El fluido caliente procedente del proceso circula por interior de los tubos aletados mientras que aire a temperatura ambiente pasa por el exterior de los tubos por la acción de ventiladores. En el caso de los aerocondensadores su forma es de A o A invertida, con los tubos orientados 60° con la horizontal como se muestra en la Figura 47.

Se distinguen dos configuraciones según la posición del ventilador:

- Tiro forzado: los ventiladores se sitúan debajo de la bandeja de tubos.
- Tiro inducido: los ventiladores se sitúan por encima de la bandeja de tubos.

Los intercambiadores de calor de tiro forzado presentan la ventaja de ser fácilmente accesibles para mantenimiento y no estar expuestos al aire caliente que abandona la unidad, sin embargo, son susceptibles a la recirculación del aire caliente como consecuencia de la poca velocidad del aire a la salida del intercambiador, lo que conlleva el empleo de un mayor flujo de aire o incrementar el área de transferencia de calor.

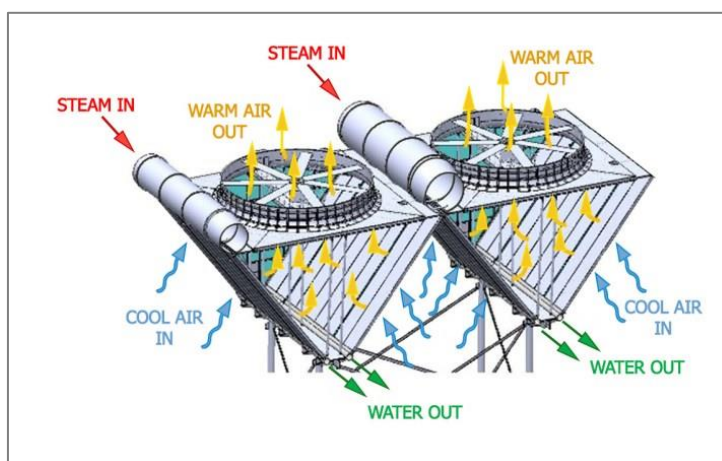


Figura 47. Aerocondensador de tiro inducido. Fuente: [25].

Los intercambiadores de calor de tipo inducido proveen un flujo más uniforme de aire sobre la bandeja de tubos, teniendo el aire de salida una mayor velocidad evadiendo de esta manera la recirculación al equipo.

4.3.1.2 Los Tubos aletados

El bajo coeficiente global de transferencia de calor del aire se compensa mediante el empleo de tubos aletados para aumentar el área de transferencia. Estos tubos vienen provistos de aletas anulares dispuestas helicoidalmente a lo largo del tubo. Existen varios tipos de tubos aletados, variando características térmicas, mecánicas, coste y modo de fabricación.



Figura 48. Tubo aletado. Fuente: [26].

Los tubos se fabrican en acero al carbono, acero inoxidable, cobre, aleaciones de cobre, etc. Las aletas se fabrican en aluminio, cobre y acero galvanizado.

4.3.1.3 La Bandeja de tubos

Las bandejas de tubos son rectangulares, de 2-4 m de ancho, fabricadas y posteriormente transportadas a la zona de construcción, por lo que las dimensiones son un factor determinante. Los tubos se sueldan o se laminan en placas rectangulares que son soldadas a las uniones, dando lugar a la bandeja de tubos, como se muestra en la Figura 49.



Figura 49. Bandeja de tubos de un intercambiador de calor. Fuente: [27].

4.3.2 Guía de diseño

4.3.2.1 Tubos

La selección de los tubos debe basarse en la temperatura del fluido del lado de los tubos y la corrosión potencial de la superficie externa del tubo.

4.3.2.2 Distribución del aire

El área de un ventilador debe ser de, al menos, el 40% del área de la bandeja de tubos, a fin de obtener un flujo uniforme sobre los mismos. La relación entre la longitud del tubo

y el ancho de la bandeja de tubos debe ser de 1:3 o 1:3.5. Se recomienda un mínimo de 4 filas de tubos.

4.3.2.3 Temperatura de diseño

Se debe diseñar para condiciones de un día de verano, sin embargo, no para la temperatura máxima, sino la correspondiente al percentil 97-98.

4.3.2.4 Temperatura de salida

En el caso de tiro inducido, la temperatura de salida del aire debe mantenerse por debajo de los 120°C a fin de prevenir daño en las aspas y uniones del ventilador. En caso de que la temperatura del fluido de los tubos sea superior a 195°C deben considerarse intercambiadores de tiro forzado.

4.3.2.5 Velocidad del aire

La velocidad del aire en la cara de una bandeja de tubos en condiciones estándar habitualmente oscila entre los 2-4 m/s, siendo típicos valores entre 2.5-3.5 m/s para intercambiadores con bandejas de cuatro a ocho filas de tubos. Una velocidad del aire dentro de este rango suele equilibrar la transferencia de calor con la pérdida de carga.

5 CASO DE ESTUDIO

Se ha optado por tomar como referencia una planta termosolar de canales cilindro-parabólicos de 200 MW de potencia, con aceite sintético como fluido de trabajo y configuración en H en la región de Uarzazat, Marruecos. En esta región se encuentra el complejo solar Noor, considerado el conjunto solar térmico más grande del mundo operando en la actualidad. Está compuesto por cuatro fases usuarias de los distintos tipos de tecnologías solares, 510 MW solares térmicos y 70 MW solares fotovoltaicos, con una capacidad total de 580 MW [28][29][30].

- Noor I (160 MW): tecnología solar de concentración de canales cilindro-parabólicos con aceite sintético y almacenamiento térmico en sales fundidas de 3 horas. Construcción finalizada en febrero de 2016.
- Noor II (200 MW): tecnología solar de concentración de canales cilindro-parabólicos con aceite sintético y almacenamiento térmico en sales fundidas de 6 horas. Construcción finalizada en mayo de 2018.
- Noor III (150 MW): tecnología solar de concentración de receptor central en torre con sales fundidas y almacenamiento térmico directo de 7.5 horas. Construcción finalizada en octubre 2018.
- Noor IV (70 MW): tecnología fotovoltaica. Construcción finalizada en mayo de 2018.

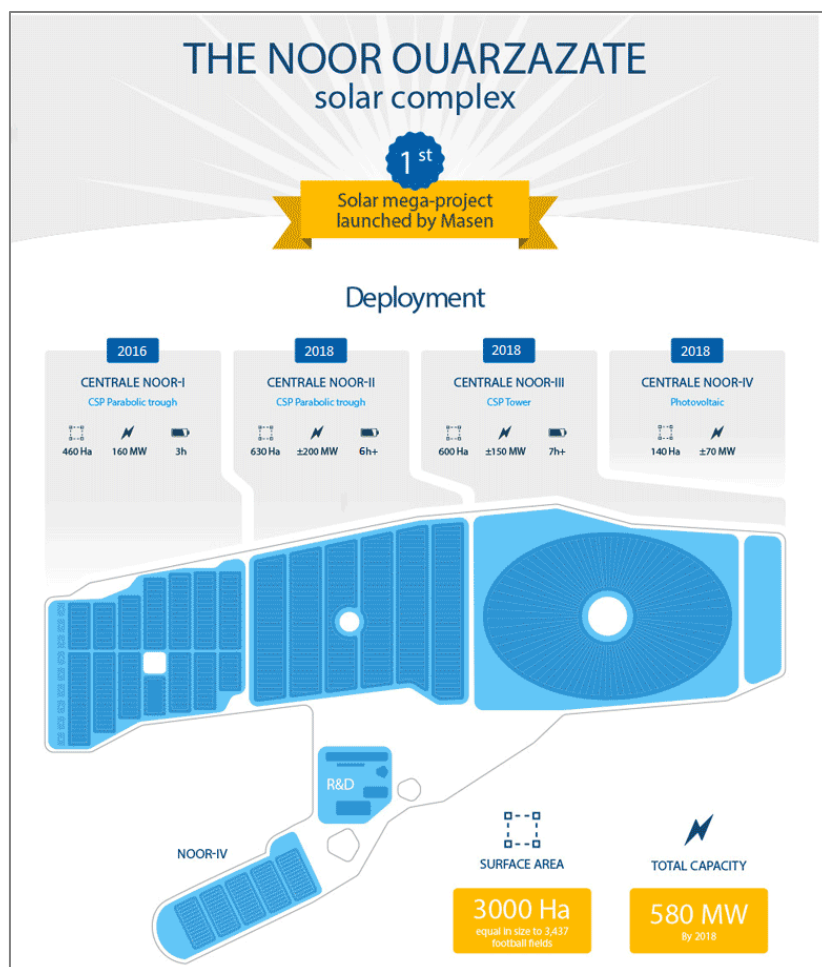


Figura 50. Complejo solar Noor. Fuente: [30].

El caso de estudio se basa en la fase II de este complejo, Noor II. Se va a realizar una aproximación del diseño básico de los tres bloques que componen la planta: campo solar, bloque de potencia y almacenamiento térmico, además de presentar el modelo básico del aerocondensador necesario para la refrigeración seca. El objetivo es aplicar los conocimientos adquiridos para el diseño simplificado de una planta termosolar, por ello, al no disponer información completa de la configuración de la planta real, se realizará una simulación aproximada mediante la herramienta informática SAM a partir de los informes disponibles por parte de las empresas de ingeniería involucradas, así como realizando las hipótesis oportunas para aquellos desconocidos. Esta simulación será la referencia para el contraste de los datos obtenidos. A continuación, se realizará el modelado del campo solar, del sistema de almacenamiento y del aerocondensador para la refrigeración seca, además del análisis termodinámico del ciclo de potencia. Por último, se realizará una valoración económica y se analizarán las desviaciones de la simulación con respecto al caso real.

5.1 PLANTA DE REFERENCIA: Noor II

Se toma como referencia la planta termosolar Noor II, situada en Uarzazat, Marruecos. Se trata de una planta de canales cilindro-parabólicos con almacenamiento térmico en sales fundidas de 6 horas. El fluido de trabajo es aceite sintético. Los datos del caso real, obtenidos del EPC del proyecto Sener [31] y la Agencia marroquí para la energía solar (Masen) [30], se presentan en la Tabla 6.

Tabla 6. Características de Noor II. Fuente: [30][31].

NOOR II	
Potencia de la turbina (bruta) (MW)	200
Potencia de la turbina neta) (MWe)[53]	185
Área del campo solar (ha)	700
Almacenamiento	2 pares de tanques sales fundidas 6h
Colector	SENERtrough-2
Número de lazos	425
Colectores por lazo	4
Temperatura de entrada/salida del campo solar (°C)	293/393
Consumo de agua (m ³ /año)	280,000
Producción anual (GWh/año)	600
Refrigeración	Seca
Precio por kWh (\$/kWh)	0.14

Respecto a la localización, Uarzazat, se obtienen los siguientes datos climatológicos, relevantes para el desarrollo de los cálculos.

Tabla 7. Datos Uarzazat (Marruecos). Fuente: [30].

DATOS UARZAZAT	
Latitud (°)	30.93
Longitud (°)	-6.93
DNI (kWh/(m ² ·año))	2,436
Velocidad del viento (m/s)	2-4
Temperatura media (°C)	20, con variaciones del 7%

CSP Power Island

— Tanques de sales fundidas — Intercambiador aceite sintético-sales — Tren generador de vapor — Turbina — Aerocondensador

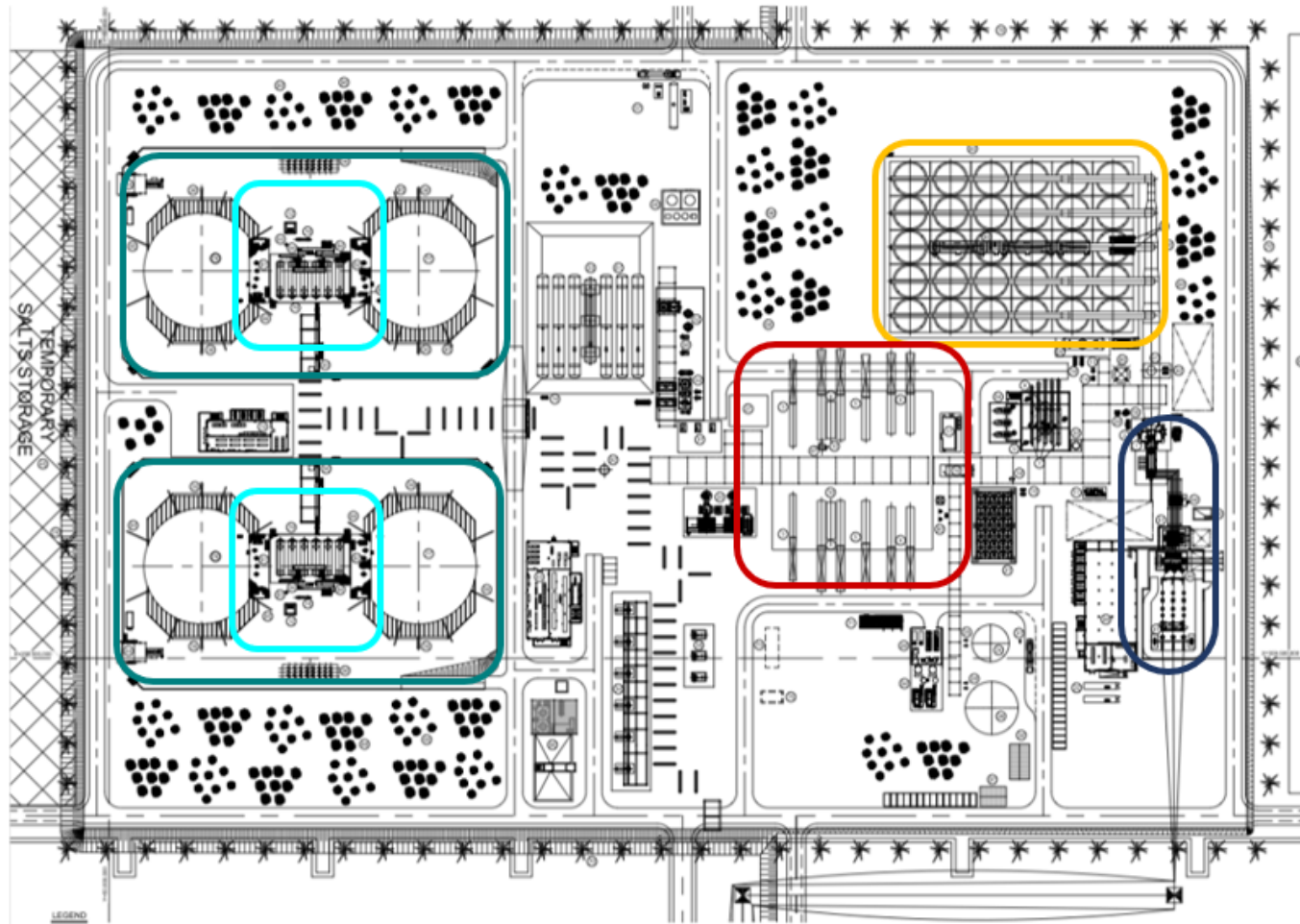


Figura 51. Bloque de potencia de Noor II. Fuente: Adaptación [30].

6 SIMULACIÓN CON SAM

Se hace uso de la herramienta informática SAM, a fin de obtener una referencia del desempeño de la planta modelada y la adecuación de los cálculos. Este software, desarrollado por el National Renewable Energy Laboratory (NREL), permite evaluar el desempeño y los costes de proyectos de diversas tecnologías renovables. A continuación, se define la configuración realizada, considerando los diferentes campos de personalización que el programa ofrece.

6.1 DATOS DE ENTRADA

Se toma como punto de diseño el 21 de junio a las 12:00 p.m., el cénit.

6.1.1 Localización y recurso

Debido a la imposibilidad de encontrar el histórico de datos de la región seleccionada, se aproxima a las condiciones de Tucson, Arizona (USA), al tener valores similares en cuanto a radiación solar directa, viento y temperatura ambiente.

Tabla 8. Datos Tucson (Arizona).

DATOS TUCSON (AZ)	
Latitud (°)	32.16
Longitud (°)	-110.88
DNI (kWh/(m ² ·año))	2,438.2
Velocidad del viento (m/s)	3.3
Temperatura media (°C)	21.7

6.1.2 Diseño del sistema

Se introducen los valores de entrada mostrados en la Tabla 9.

- El múltiplo solar es obtenido mediante ajuste tratando de obtener el número de lazos de la planta real, 425.
- El valor de la radiación solar directa corresponde a la obtenida para la localización seleccionada (Uarzasat) en el día y hora de diseño [32].
- Las temperaturas de entrada y salida del campo solar, así como la potencia de la turbina y las horas de almacenamiento son las de la planta real.
- El rendimiento del generador se calcula al conocer la potencia bruta y neta de la planta, 185/200, 0.925.
- La eficiencia del ciclo se estima en 40%, un valor típico para este tipo de plantas solares.

Tabla 9. Configuración de la simulación mediante SAM.

DISEÑO DEL SISTEMA	
Múltiplo Solar (SM)	1.64
DNI del punto de diseño (W/m ²)	810
Temperatura de entrada al campo solar (°C)	293
Temperatura de salida del campo solar (°C)	393
Potencia de diseño bruta de la turbina (MW _e)	200
Rendimiento del generador	0.925
Eficiencia del ciclo	0.4
Horas de almacenamiento en el punto de diseño (h)	6

6.1.3 Campo solar

No se dispone de información suficiente para el nivel de detalle que permite la herramienta, por lo que se dejan los valores por defecto, habituales, a excepción de los siguientes.

6.1.3.1 Heat Transfer Fluid

No se ha podido encontrar en la información de la planta Noor II que tipo de aceite sintético emplea, por ello se asume que hace uso de Therminol VP-1, usado en plantas de similares características. Se dejan los parámetros que vienen asociados por defecto.

6.1.3.2 Parámetros del campo solar

La distancia entre lazos oscila entre los 15 y 18 metros, siendo práctica habitual, tomar 3 veces el ancho de apertura del colector, para la simulación, se aproxima a 18 metros.

Se consideran 8 subcampos dada la escala de la planta.

6.1.3.3 Configuración de un lazo

Se configuran 4 colectores por lazo, tomando el dato de la planta real.

6.1.4 Colectores

El software no dispone del colector SENERtrough-2 en su base de datos, por lo que se han introducido los datos encontrados en la literatura de manera manual.

6.1.5 Receptores

Se selecciona como receptor, el modelo Schott PTR70 2008, facturado por Schott Solar, ampliamente utilizado para esta práctica y con información fácilmente accesible.

6.1.6 Ciclo de potencia

En cuanto a los parámetros generales de diseño, esto es, potencia de la bomba de impulsión del aceite, pérdidas térmicas por standby, tiempo de arranque, pérdidas térmicas durante el arranque y rango de operación de la turbina, se seleccionan los valores por defecto al no disponer de información suficiente y tratarse de un estudio básico.

6.1.6.1 Ciclo Rankine

Se dejan los valores provistos por el sistema por defecto a excepción de los siguientes:

- La temperatura media en Uarazat para el día de diseño y la hora de diseño es 32°C [33].
- Se selecciona una presión del generador de vapor de 105 bar, tomada como típica de la literatura.
- La presión de entrada a la turbina se establece como fija.
- Se selecciona refrigeración seca con una diferencia de temperatura entre la corriente de salida de la turbina y el aire de entrada (ITD) de 13.82°C, correspondiente a la diferencia entre la temperatura de saturación a 0.1 bar que se supondrá como presión de entrada al condensador y la temperatura ambiente.

6.1.7 Almacenamiento térmico

La planta Noor II dispone de dos pares de tanques de 44.4 m de diámetro y 16.6 m de altura. Se introducen la altura del tanque y un nivel mínimo de sales de 0.8 m. El resto

de parámetros relativos a los calentadores eléctricos se dejan por defecto. Se seleccionan sales fundidas como medio de almacenamiento, Hitec Solar Salt.

6.1.8 Sistema de control

Se selecciona la opción de optimización de la producción.

6.1.9 Límites de conexión a la red

No se impone límite de exportación de electricidad a la red.

6.1.10 Tiempo de vida y degradación

No se considera degradación anual.

6.1.11 Opciones económicas (Sistema de costes, Parámetros de financieros, Ingresos...)

Los parámetros de configuración se detallan en el estudio económico, Punto 11.

6.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Una vez finalizada la simulación, se obtienen los siguientes parámetros de diseño de la planta configurada que servirán como medio de comprobación del método de cálculo.

Tabla 10. Resultados simulación mediante SAM.

RESULTADOS		
Diseño del sistema	Potencia térmica del campo solar (MW_t)	1,120
	Potencia neta (MW_e)	185
	Potencia térmica demandada por el ciclo de potencia (MW_t)	500
Campo solar	Potencia térmica suministrada por el campo solar (MW_t)	1,112.14
	Área de apertura de un lazo (m^2)	4,288
	Área de apertura total para $SM=1$ (m^2)	812,023
	Número de lazos para $SM=1$ (m^2)	190
	SM	2.24
	Área de apertura total para $SM=2.24$ (m^2)	1,822,400
	Número de lazos para $SM=2.24$ (m^2)	425
	Terreno requerido por el campo solar (m^2)	4,775,291
Ciclo de potencia	Gasto másico de HTF por ciclo de potencia (kg/s)	2034.2
Almacenamiento térmico	Capacidad del sistema de almacenamiento ($MW_t \cdot h$)	3,000
	Volumen de los tanques de almacenamiento (m^3)	40,358.4
	Diámetro del tanque (m)	39.34
	Tiempo de carga (h)	4

Se muestra en la Figura 52 la curva de operación del sistema de almacenamiento para el día de diseño, obtenida de la simulación.

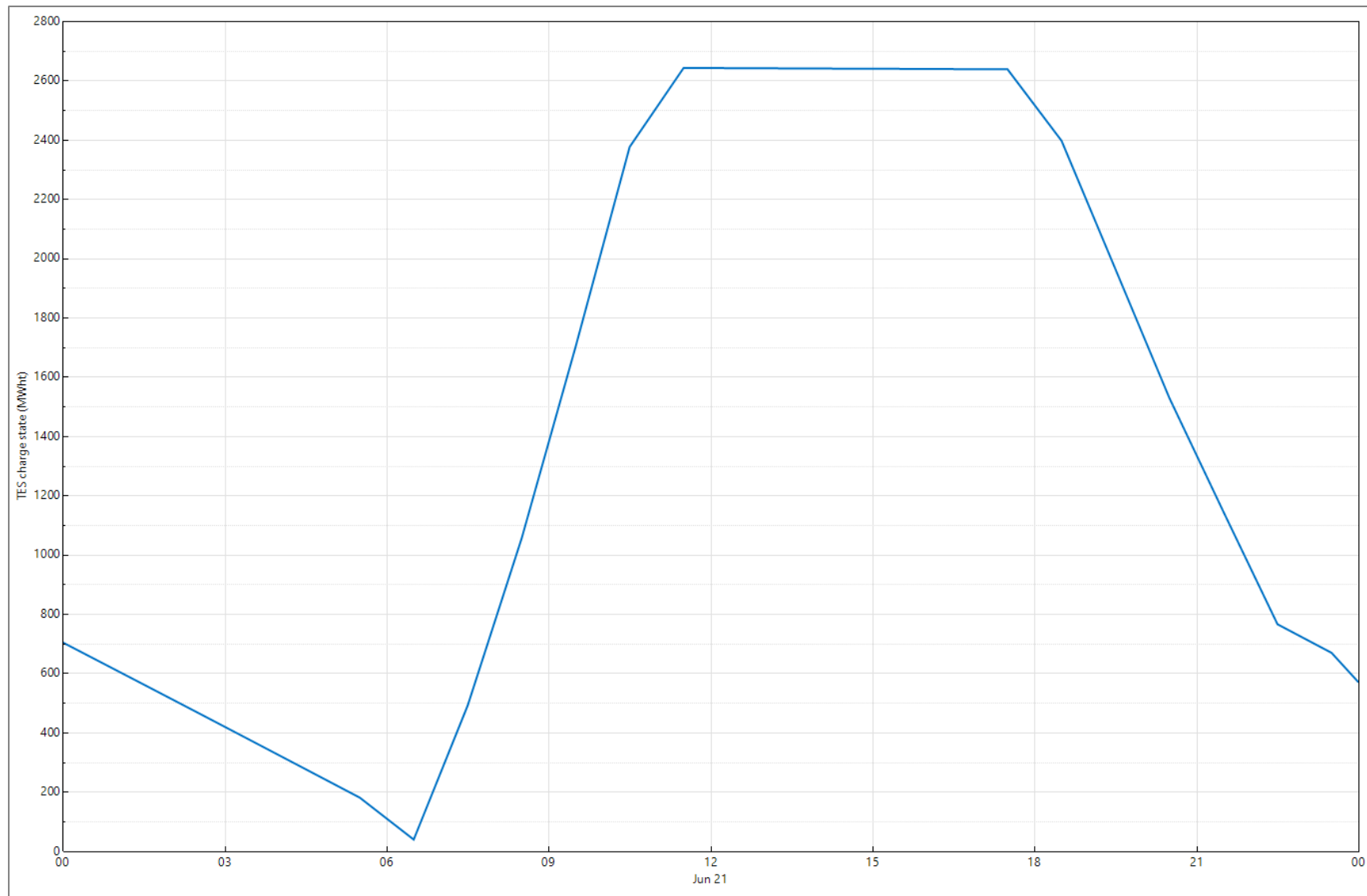


Figura 52. Curva de operación del sistema de almacenamiento para el día de diseño. Fuente: SAM.

7 MODELADO DEL CAMPO SOLAR

7.1 MÉTODO DE CÁLCULO

Un campo solar está compuesto de filas de colectores paralelas entre sí, llamadas lazos. Cada lazo se compone, a su vez, de varios colectores en serie, de manera que el fluido caloportador circula por el receptor calentándose en su camino desde la entrada a la salida del mismo.

Se distinguen cuatro pasos principales para el dimensionamiento del campo solar, existiendo un quinto en caso de integrar almacenamiento térmico en la planta y un sexto para calcular los caudales en circulación [34][35][36][37][38].

7.1.1 Paso 1: Definir el punto de diseño

La generación eléctrica de una planta solar de concentración es dependiente de las condiciones de contorno en todo momento, esto es del recurso solar, temperatura ambiente, etc. Por tanto, la potencia térmica producida por el campo solar es igual a la potencia nominal de la planta únicamente cuando las condiciones de contorno son iguales a las condiciones asumidas para el diseño del campo solar.

Estas condiciones consideradas en el diseño del campo solar constituyen el llamado punto de diseño, que incluye los siguientes parámetros:

- Orientación del eje de rotación del colector.
- Día y hora.
- Latitud y longitud geográfica.
- Ángulo de incidencia de la radiación solar directa en el colector.
- Radiación solar directa y temperatura ambiente.
- Temperaturas de entrada y salida del campo solar.
- Tipo de colector.
- Tipo de fluido de trabajo.

A continuación, se explican las consideraciones a tener en cuenta para la elección de estos parámetros, así como aquellos seleccionados para el caso de estudio.

7.1.1.1 *Orientación del eje de rotación del colector.*

En la práctica, la orientación del eje de rotación de los colectores en las plantas de canales cilindro-parabólicos es norte-sur o este-oeste. Se pueden orientar en cualquier otra dirección, siempre que todas las filas mantengan la misma orientación.

Dependiendo de la orientación de las filas de colectores, hay mayor o menor variación estacional de la potencia térmica producida por el campo solar. Estas variaciones están determinadas por el ángulo de incidencia de la radiación solar sobre el área de apertura del colector. El ángulo de incidencia es mucho mayor durante el invierno que en el verano, por lo que la radiación incidente en el colector es mucho menor en los días invernales.

La radiación incidente sobre el área de apertura del colector se puede expresar según la ecuación 4.

$$\dot{Q}_{sol \rightarrow colector} = A \cdot I \cdot \cos(\varphi) \quad (4)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{\text{sol} \rightarrow \text{colector}}$: energía solar incidente sobre el colector, W.
- A: área de apertura del colector, m².
- φ : ángulo de incidencia, °.

En el caso de la disposición del eje de rotación del colector en dirección norte-sur, se observan variaciones significativas entre el invierno y el verano, habiendo menos horas de sol durante el primero que durante el segundo, además de existir diferencias en el ángulo de incidencia entre estas dos estaciones, lo que se traduce en que la energía térmica producida por el campo solar durante el verano puede llegar a triplicar aquella generada durante el invierno, dependiendo de la localización geográfica.

Si se orienta el eje de rotación en dirección este-oeste, las variaciones del ángulo de incidencia entre el invierno y el verano son menores, por lo que la producción del campo solar se mantiene relativamente estable entre el invierno y el verano.

La práctica común en las plantas solares de concentración solar es la orientación norte-sur, ya que la energía total anual suministrada por el campo solar es considerablemente mayor que la generada en caso de orientarse este-oeste lo que compensa la variabilidad estacional.

7.1.1.2 Día y hora

El día seleccionado para el punto de diseño viene influenciado por la orientación del campo de colectores.

En la orientación norte-sur, al existir tanta variabilidad del ángulo de incidencia entre invierno y verano, la elección del día de diseño cobra especial importancia.

- Si se elige un día de verano como día de diseño, durante este periodo la planta operara en condiciones nominales, sin embargo, en invierno, operara por debajo de éstas, produciendo menor potencia que la de diseño.
- En la circunstancia de elegir como día de diseño uno de invierno, durante el verano, parte de los colectores del campo solar deberán ser desenfocados ya que la turbina de potencia será incapaz de utilizar toda la energía térmica suministrada por el campo solar.

La práctica común es seleccionar un día de verano como día de diseño, por ese motivo, se selecciona el 21 de junio, coincidente con el solsticio de verano.

En el caso de que la orientación del campo solar sea este-oeste, la elección del día de diseño es menos influyente.

Los criterios a considerar para la elección del día de diseño son las variaciones estacionales del pico de potencia térmica y la energía suministrada a lo largo del día por el campo de colectores.

La hora de diseño habitualmente elegida es el mediodía ya que el sol se encuentra en su punto más alto y es el momento en el que la radiación solar directa es máxima.

7.1.1.3 Latitud y longitud geográfica

La radiación solar directa varía según la localización geográfica, por lo que viene dado con el emplazamiento de la planta a diseñar.

7.1.1.4 Ángulo de incidencia de la radiación directa en el colector

El ángulo de incidencia es aquel formado por la intersección del vector solar y el vector normal al área de apertura del colector. Este ángulo constituye un valor fundamental para calcular la cantidad de energía térmica útil que puede suministrar el campo solar.

Tanto si el eje de rotación está orientado en dirección norte-sur o este-oeste, el ángulo de incidencia, al ser el formado entre el vector solar y el vector normal al área de apertura, se puede calcular como el producto escalar de ambos vectores, atendiendo a al desarrollo mostrado por las ecuaciones 5 y 6:

$$\vec{n} \cdot \vec{s} = |\vec{n}| \cdot |\vec{s}| \cdot \cos \varphi \quad (5)$$

$$\varphi = \cos^{-1}(\vec{n} \cdot \vec{s}) \quad (6)$$

Siendo:

- \vec{n} : vector normal al área de apertura del colector.
- \vec{s} : vector solar.

A continuación, se definen y se expresan los conceptos de geometría solar necesarios para poder determinar el ángulo de incidencia [39].

- Declinación (δ): aquel ángulo que se forma entre los rayos solares y el ecuador, variando a lo largo del año entre $\pm 23.45^\circ$.

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + n}{365}\right) \quad (7)$$

Siendo:

- n: día del año, 1-365.

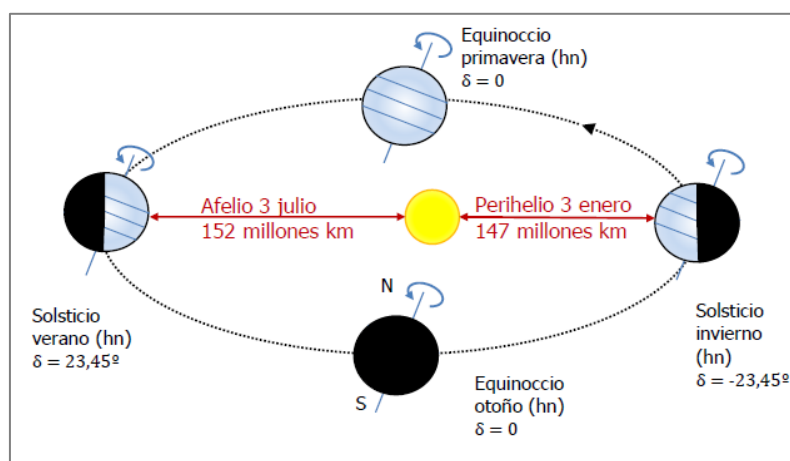


Figura 53. Variación de la declinación a lo largo del año. Fuente: [57].

- Ángulo cenital (θ_z): aquel ángulo que se forma entre los rayos solares con la vertical. Se expresa en la fórmula 8.

$$\cos \theta_z = \sin \psi \cdot \sin \delta + \cos \psi \cdot \cos \delta \cdot \cos \omega \quad (8)$$

Siendo:

- ψ : latitud, °.
- ω : ángulo horario, °.
- δ : declinación, °.

- Ángulo horario (ω): es el desplazamiento angular del sol sobre el plano de su trayectoria en el cielo. Cada hora corresponde aproximadamente a 15° de 0 a 12h. Siendo >0 durante la tarde, <0 durante la mañana y 0 en el cenit [57].

$$\omega = 15 \cdot (AST - 12) \quad (9)$$

Siendo:

- AST: hora del día, 0-24 h.

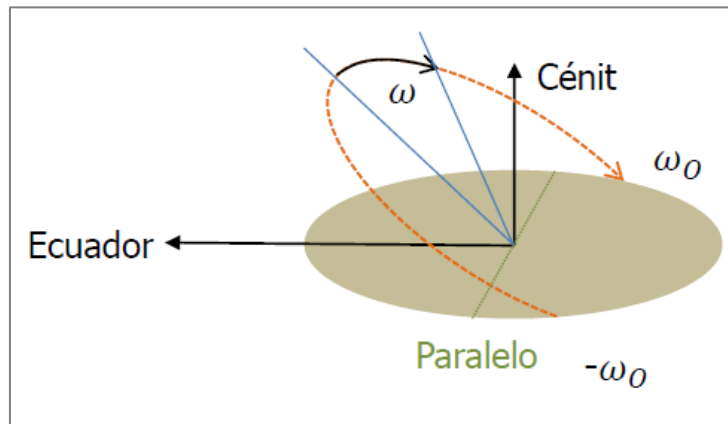


Figura 54. Ángulo horario a lo largo del día. Fuente: [57].

- Ángulo acimutal solar (γ_s): ángulo que forma la proyección del sol sobre el plano horizontal con la dirección sur. Puede tomar valores de entre $\pm 180^\circ$.

$$\gamma_s = \text{sign}(\omega) \cdot \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos(\theta_z) \cdot \text{sen}(\psi) - \sin(\delta)}{\text{sen}(\theta_z) \cdot \cos(\psi)} \right) \right| \quad (10)$$

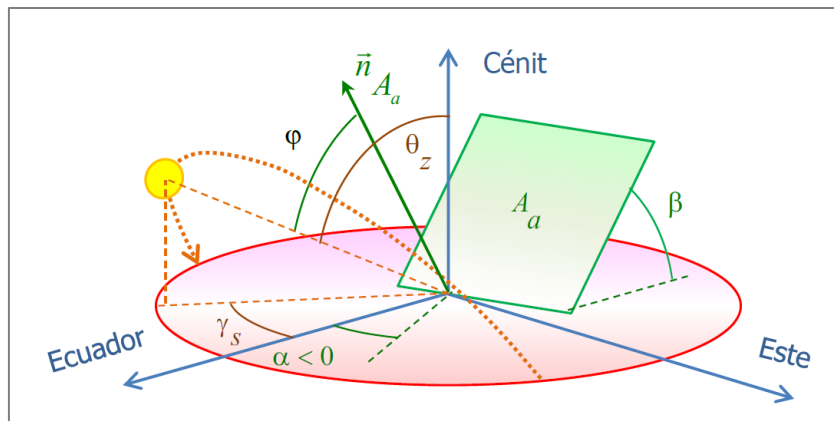


Figura 55. Geometría solar. Fuente: [57].

Una vez calculados los ángulos cenital y acimutal solar, se pueden obtener las componentes del vector solar, trasladando las coordenadas esféricas a cartesianas. Se refrescan conceptos relativos a la conversión:

Para el punto P, la conversión a cartesianas, referido a la Figura 56, resulta en las ecuaciones 11, 12 y 13.

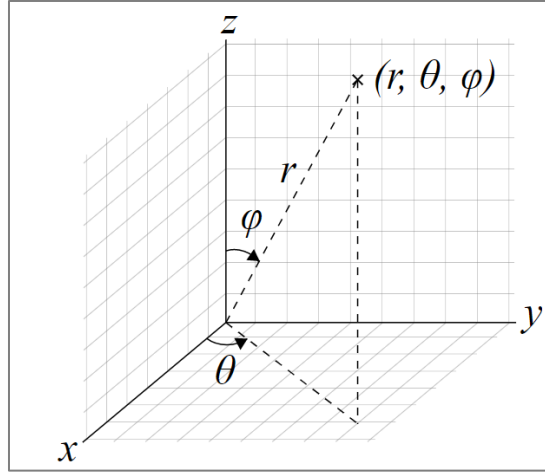


Figura 56. Coordenadas esféricas a cartesianas. Fuente: Desconocida.

$$x = r \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi \quad (11)$$

$$y = r \cdot \sin \theta \cdot \sin \varphi \quad (12)$$

$$z = r \cdot \cos \varphi \quad (13)$$

Se aplica la conversión a la geometría solar:

$$\text{Componente sobre el Este: } s_E = \sin \theta_z \cdot \sin \gamma_s \quad (14)$$

$$\text{Componente sobre el Norte: } s_N = \sin \theta_z \cdot \cos \gamma_s \quad (15)$$

$$\text{Componente sobre el Cénit: } s_z = \cos \theta_z \quad (16)$$

$$\vec{s} = (s_E, s_N, s_z) \quad (17)$$

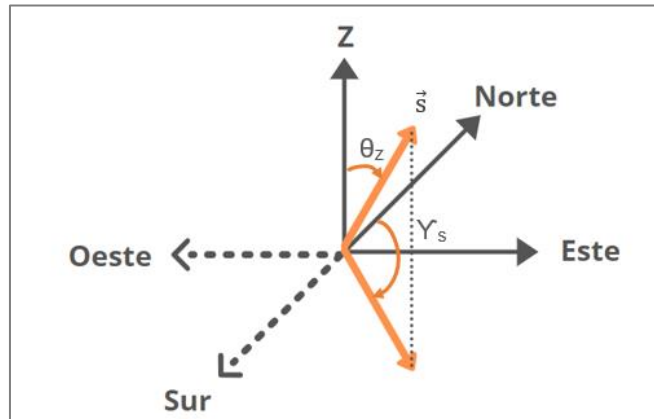


Figura 57. Vector solar en cartesianas. Fuente: Adaptación [34].

El vector normal al plano de apertura del colector es calculado considerando que, en condiciones óptimas, el colector se enfoca de tal manera que el vector normal, el vector solar y el eje de rotación quedan en el mismo plano. De esta manera, el vector normal a la superficie es siempre la proyección vertical del vector solar sobre el plano formado por los tres vectores.

Si el eje de rotación se orienta en dirección norte-sur, el vector normal a la superficie de apertura será la proyección del vector solar sobre el plano E-Z de la Figura 57, siendo sus componentes las expresadas por la expresión 18.

$$\vec{n} = \vec{s}_{E-Z} = \left(\frac{s_E}{\sqrt{s_E^2 + s_Z^2}}, 0, \frac{s_Z}{\sqrt{s_E^2 + s_Z^2}} \right) \quad (18)$$

Si el eje de rotación se orienta en dirección este-oeste, el vector normal a la superficie de apertura será la proyección del vector solar sobre el plano N-Z, siendo sus componentes como muestra la expresión 19:

$$\vec{n} = \vec{s}_{N-Z} = \left(0, \frac{s_N}{\sqrt{s_N^2 + s_Z^2}}, \frac{s_Z}{\sqrt{s_N^2 + s_Z^2}} \right) \quad (19)$$

7.1.1.5 Radiación solar directa y temperatura ambiente

Los valores de la radiación solar directa y de la temperatura ambiente, para la localización seleccionada en el día y hora de diseño.

7.1.1.6 Temperatura de entrada y salida del campo solar

La variación de temperatura a la entrada y salida del campo solar depende de los requisitos del proceso a alimentar. Valores típicos para plantas de canales cilindro-parabólicos que emplean aceites sintéticos son 293°C y 393°C para la entrada y salida del campo solar, respectivamente.

Se define la temperatura media como la intermedia entre la entrada y la salida como expresa la ecuación 20:

$$T_m = \frac{T_{cs \text{ ent}} + T_{cs \text{ sal}}}{2} \quad (20)$$

Siendo:

- $T_{cs \text{ ent}}$: temperatura de entrada al campo solar, 293°C.
- $T_{cs \text{ sal}}$: temperatura de salida del campo solar, 393°C.

Mayor temperatura de salida del campo solar implica mayor eficiencia del bloque de potencia, sin embargo, como se ha explicado previamente, la naturaleza del aceite sintético aparece como factor limitante, al degradarse químicamente por encima de los 400°C.

En la práctica, debe considerarse una temperatura de salida del campo solar 10-15°C superior a la temperatura del vapor deseada a la salida del generador de vapor.

7.1.1.7 Potencia térmica nominal del campo solar

Se debe establecer la potencia térmica que debe generar el campo solar en el punto de diseño para alimentar al bloque de potencia a plena carga. La potencia térmica requerida por el proceso viene determinada por la potencia nominal de la planta dividido entre el rendimiento del bloque de potencia.

$$\dot{Q}_{t,proceso} = \frac{P}{\eta} \quad (21)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{t,proceso}$: potencia térmica requerida por el proceso, MW.
- P: Potencia nominal de la planta, MW.
- η : Rendimiento del bloque de potencia.

7.1.1.8 Tipo de colector y tubo absorbedor

Existen múltiples opciones comerciales de colectores solares y tubos absorbedores, cuya elección dependerá de la temperatura requerida por el proceso. Se pueden encontrar colectores de tamaño pequeño y medio para aplicaciones de baja temperatura y de gran escala para aplicaciones de alta temperatura.

7.1.1.9 Tipo de fluido de trabajo

Las plantas termosolares de canales cilindro-parabólicos habitualmente emplean aceites sintéticos como fluido caloportador, sin embargo, la elección de un aceite adecuado dependerá de las temperaturas de operación del campo solar deseadas, así como del comportamiento del fluido esperado a largo plazo.

7.1.2 Paso 2: Cálculo del número de colectores por fila

El número de colectores que han de conectarse en serie por cada fila (lazo) se calcula atendiendo a la expresión 22.

$$N_c = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} \quad (22)$$

Siendo:

- N_c : Número de colectores por lazo.
- ΔT : salto de temperatura del proceso a alimentar, °C.
- ΔT_c : salto de temperatura en un colector individual, °C.

El salto de temperatura en un colector individual viene determinado por el flujo másico de fluido térmico que circula en su interior. Es necesario calcular la potencia térmica útil suministrada a partir de la radiación solar por el colector al fluido, que se determina en función del incremento entálpico del fluido a su paso.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_f \cdot (h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}}) = \dot{m}_f \cdot \Delta h \quad (23)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{\text{útil}}$: potencia térmica útil suministrada al fluido, W.
- \dot{m}_f : flujo másico de fluido caloportador, kg/s.
- h_{sal} : entalpía específica del fluido caloportador a la salida del colector, kJ/kg.

- h_{ent} : entalpía específica del fluido caloportador a la entrada del colector, kJ/kg.

En el caso de que el flujo másico y las temperaturas de entrada y salida sean desconocidas, la potencia térmica aportada al fluido en su paso por un colector se calcula de manera teórica a partir de la expresión 24.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = A \cdot I \cdot \cos(\varphi) \cdot \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\varphi) \cdot F_e - \dot{Q}_{col \rightarrow amb} \quad (24)$$

- A: área de apertura del colector, m².
- I: radiación solar directa, W/m².
- φ : ángulo de incidencia, °.
- $\eta_{opt,0^\circ}$: rendimiento óptico de pico.
- K(φ): modificador del ángulo de incidencia.
- F_e : factor de ensuciamiento del colector.
- $\dot{Q}_{col \rightarrow amb}$: potencia térmica perdida al ambiente, W.

Se definen los parámetros modificador del ángulo de incidencia y factor de ensuciamiento del colector.

- Modificador del ángulo de incidencia (K(φ)): este factor se determina experimentalmente, es particular para cada tipo de colector, considera las pérdidas ópticas y geométricas que tienen lugar en el colector cuando el ángulo de incidencia es distinto de 0° y no incluidas dentro del rendimiento óptico de pico (ver punto 4.15).

Cuando el ángulo de incidencia es 0°, no hay pérdidas extras, por lo que K(φ)=0, en el caso de que sea 90°, el factor modificador del ángulo de incidencia es 1.

- Factor de ensuciamiento (F_e): este factor se define como la relación entre la reflectividad media real de los espejos en operación y la reflectividad nominal cuando están completamente limpios. Generalmente se encuentra en el rango 0.95-1.

Las pérdidas térmicas al ambiente, $\dot{Q}_{col \rightarrow amb}$, a pesar de poder ser calculadas a partir de las ecuaciones establecidas por los mecanismos de transferencia de calor, en la práctica se obtienen a partir la ecuación 25.

$$\dot{Q}_{col \rightarrow amb} = P_{\text{tér-m-abs}} \cdot L_{abs} \quad (25)$$

Siendo:

- $P_{\text{tér-m-abs}}$: pérdidas térmicas del tubo absorbedor por unidad de longitud, valor provisto por el fabricante, W/m.
- L_{abs} : longitud del tubo absorbedor, m.

Algunos tubos absorbedores son probados experimentalmente, obteniéndose un coeficiente global de transferencia de calor aproximado a una expresión polinómica.

La temperatura media del absorbedor, en una primera estimación es tomada como 10°C por encima de la temperatura media del fluido, entre la entrada y la salida del campo solar, dado el flujo de calor desde el exterior hacia el fluido que circula en el interior.

El coeficiente de pérdidas térmicas del tubo absorbedor se determina de manera experimental según la temperatura de operación y es provisto por el fabricante del tubo absorbedor.

El área del tubo absorbedor responde a la expresión 26.

$$A_{abs} = L \cdot \pi \cdot d_o \quad (26)$$

Siendo:

- L: longitud del tubo absorbedor, m.
- d_o : diámetro exterior del tubo absorbedor, m.

Es necesario establecer el flujo másico de fluido de trabajo en el punto de diseño a fin de calcular el salto de temperatura en un colector individual. Para ello, se debe tener en consideración que en el interior del tubo absorbedor, el flujo debe ser lo suficientemente turbulento, asociado a mayor transmisión de calor, para garantizar un óptimo calentamiento del fluido de trabajo, pero no tanto que deforme o incluso rompa la cobertura de cristal.

Atendiendo al número de Reynolds, que caracteriza el movimiento de un fluido, definido por la expresión 27, un flujo es turbulento cuando su número de Reynolds es mayor o igual a 10^5 . Por otra parte, la transmisión de calor al fluido está influenciada por la potencia térmica incidente sobre el tubo absorbedor. Para la selección de un valor adecuado se atiende al criterio de la Tabla 11.

Tabla 11. Criterio elección del No. de Reynolds. Fuente: [37].

Potencia térmica incidente (W)	Número de Reynolds
$I \cdot \cos(\varphi) \geq 800$	$4 \cdot 10^5$
$500 < I \cdot \cos(\varphi) < 800$	$3 \cdot 10^5$
$I \cdot \cos(\varphi) \leq 500$	$2 \cdot 10^5$

$$Re = \frac{v \cdot d_i \cdot \rho}{\mu} \quad (27)$$

Siendo:

- v: velocidad del fluido, m/s.
- d_i : diámetro interior del tubo absorbedor, m.
- ρ : densidad del fluido, kg/m³.
- μ : viscosidad dinámica del fluido, Pa·s.

Las características del fluido de trabajo se determinan para la temperatura media de operación del fluido, a partir de las tablas de propiedades del fluido provistas por el suministrador del mismo o a partir de la base de datos de un software específico.

A partir de la ecuación 27, estimando el número de Reynolds flujo turbulento, se puede calcular la velocidad del fluido y con ello, el flujo másico mediante la expresión 28.

$$\dot{m}_f = v \cdot S \cdot \rho \quad (28)$$

Siendo:

- \dot{m}_f : flujo másico, kg/s.
- S : área transversal del tubo absorbedor, m².

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot d_i^2 \quad (29)$$

Una vez obtenido el flujo másico, se obtiene la potencia térmica suministrada al fluido mediante de la definición del calor específico a presión constante, expresión 30.

$$c_p = \left[\frac{\partial h}{\partial T} \right]_{P=cte} \quad (30)$$

Siendo:

- c_p : calor específico a presión constante, J/(kg·K)

Despejando la entalpía específica y combinando la expresión obtenida con la ecuación 23, resulta la expresión 31.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_f \cdot (h_{\text{sal}} - h_{\text{ent}}) = \dot{m}_f \cdot \Delta h = \dot{m}_f \cdot \int_{T_{\text{ent}}}^{T_{\text{sal}}} c_p \cdot dT \quad (31)$$

El calor específico de los fluidos caloportadores empleados en las centrales solares de concentración, suele ser función lineal con la temperatura, pudiendo caracterizarse como muestra la fórmula 32.

$$c_p = d + c \cdot T \quad (32)$$

Siendo d y c parámetros característicos del fluido, obteniéndose de la resolución de un sistema de ecuaciones de dos incógnitas, a partir de los valores provisto por la especificación del suministrador para las temperaturas límite de operación del fluido (12-398°C).

Se combinan las ecuaciones 31 y 32 y se integran, dando lugar a la expresión 33.

$$\dot{Q}_{\text{útil}} = \dot{m}_f \cdot \left[d \cdot (T_{\text{col-sal}} - T_{\text{col-ent}}) + \frac{1}{2} \cdot c \cdot (T_{\text{col-sal}}^2 - T_{\text{col-ent}}^2) \right] \quad (33)$$

Siendo:

- $T_{\text{col-sal}}$: temperatura de salida del colector, °C.
- $T_{\text{col-ent}}$: temperatura de entrada del colector, °C.

Se considera un colector a mitad de recorrido del fluido de trabajo, estableciendo su temperatura de entrada ($T_{\text{col-ent}}$) igual a la temperatura media del campo solar. La

temperatura de salida del colector se obtiene de manera inmediata, al igual que el salto de temperatura en el colector individual en cuestión, ΔT_c .

El número de colectores conectados en serie por fila se obtiene mediante la aplicación de la expresión 22. Se obtendrá un número decimal, habitualmente redondeándose al número entero inmediatamente superior, implicando la adición de un colector más por fila, en caso de ser par, y al número par inmediatamente superior en caso de ser impar. Esto se realiza con la intención de mantener la misma longitud en todos los lazos. Por otra parte, esto significará que el flujo másico circulante por la fila aumentará para lograr el mismo salto de temperaturas, lo que aumentará el número de Reynolds, y por tanto la transferencia de calor entre colectores. Es necesario calcular el valor del flujo másico para el nuevo número de colectores por fila:

$$\dot{m}'_f = \dot{m}_f \cdot \left(\frac{N'_c}{N_c} \right) \quad (34)$$

Siendo:

- N'_c : número de colectores redondeado.
- \dot{m}'_f : flujo másico circulante por el número de colectores redondeado, kg/s.

7.1.3 Paso 3: Cálculo del número de filas

El cálculo del número de filas de colectores necesarias se obtiene a partir de la expresión 35.

$$N_F = \frac{E_t}{E_{t, \text{fila}}} \quad (35)$$

Siendo:

- E_t : energía térmica requerida del campo solar durante las horas de luz en el día de diseño, MWh.
- $E_{t, \text{fila}}$: energía suministrada por una fila de colectores durante en el día de diseño, MWh.

La energía térmica requerida por el proceso en el día de diseño, E_t , se obtiene a partir de la potencia térmica nominal requerida por el proceso a alimentar y las horas de operación del campo solar. Las horas de operación del campo solar corresponden a las horas de sol. En caso de que la planta este provista de almacenamiento térmico, el campo solar deberá suministrar energía térmica suficiente para alimentar el bloque de potencia y el sistema de almacenamiento durante sus horas de operación. La energía térmica requerida por el sistema de almacenamiento vendrá dada por las horas a alimentar al bloque de potencia de manera autónoma y el tiempo de carga del sistema.

$$E_t = \frac{P}{\eta} \cdot t_{op} \cdot \left(1 + \frac{t_{alm}}{t_{carga}} \right) \quad (36)$$

Siendo:

- P : Potencia térmica nominal requerida por el bloque de potencia en el día de diseño, W.

- η : Rendimiento del bloque de potencia.
- t_{op} : tiempo de operación del campo solar, horas de sol, h.
- t_{alm} : horas de suministro al bloque de potencia de manera autónoma, h.
- t_{carga} : horas de carga del sistema de almacenamiento, h.

De esta manera, se puede calcular la energía que provee el campo solar durante el día de diseño. La energía suministrada por cada fila de colectores se calcula a partir del calor útil por periodo de operación del campo solar.

$$E_{t, fila} = \sum_{i=0}^{24} \dot{Q}_{\text{útil}-i} \cdot N'_c \cdot t \quad (37)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{\text{útil}-i}$: potencia térmica útil en el periodo i del día de diseño, W.
- t : intervalos de tiempo en los que se dividen las horas de luz del día de diseño.

La potencia útil se obtiene de los datos horarios del software SAM con respecto a la localización considerada, aplicando la expresión 24 a cada periodo de tiempo, en este caso, horas, al tener únicamente la potencia térmica útil horaria.

7.1.4 Paso 4: Cálculo del número total de colectores y el área requerida por el campo solar

Una vez se ha determinado el número de colectores por fila y el número de filas, el número total de colectores necesarios se puede calcular como el producto de ambos.

$$N_T = N_c \cdot N_F \quad (38)$$

El área total del campo solar se obtiene a partir del área de apertura del colector y el número total de colectores, es necesario considerar, además, la distancia entre filas para permitir el paso de vehículos y omitir sombras, generalmente entre 15 y 18 metros [21]. Se aproxima el área total del campo solar mediante la ecuación 39.

$$A_{cs} = N_T \cdot \frac{A}{W} \cdot dist \quad (39)$$

Siendo:

- N_T : Número total de colectores en el campo solar.
- W : ancho de apertura del colector, m.
- $dist$: distancia entre filas de colectores, m.

7.1.5 Paso 5: Caracterización del sistema de almacenamiento térmico

Un parámetro importante para caracterizar el sobredimensionamiento del campo solar respecto a la potencia nominal del bloque de potencia es el múltiplo solar. Definido como el cociente entre la potencia aportada por el campo solar y la potencia demandada por

el bloque de potencia. Cuando la potencia térmica aportada por el campo solar es suficiente para alimentar el bloque de potencia en condiciones de diseño, el múltiplo solar es 1. Se debe tener en cuenta que solo será 1 en el punto de diseño, el resto del tiempo será menor que 1.

Si el múltiplo solar es mayor que 1, esto significa que la capacidad de generación térmica del campo solar es superior a la requerida por el bloque de potencia, siendo posible almacenar el excedente de energía térmica.

$$SM = \frac{\dot{Q}_{t,cs}}{\dot{Q}_{t,proceso}} \quad (40)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{t,cs}$: potencia térmica suministrada por el campo solar, MW.
- SM: múltiplo solar.

La potencia suministrada por el campo solar se define según la expresión 41.

$$\dot{Q}_{t,cs} = N_F \cdot N_c \cdot \dot{Q}_{\text{útil}} \quad (41)$$

7.1.6 Paso 6: Cálculo del flujo másico total de aceite

Se determinan los tres flujos másicos de aceite circulantes por la planta solar.

- Flujo másico de aceite al bloque de potencia:

$$\dot{m}_{f-ac-BP} = \frac{\dot{Q}_{t,proceso}}{cp_{medio} \cdot (T_{ac-sal} - T_{ac-ent})} \quad (42)$$

Siendo:

- cp_{medio} : calor específico a presión constante medio, entre las temperaturas de entrada y salida del campo solar, kJ/(kg·°C).
- T_{ac-sal} : temperatura de salida del campo solar del aceite, 393°C.
- T_{ac-ent} : temperatura de entrada del campo solar del aceite, 293°C.
- Flujo másico de aceite total:

$$\dot{m}_{f-ac-TOTAL} = \frac{\dot{Q}_{t,cs}}{cp_{medio} \cdot (T_{ac-sal} - T_{ac-ent})} \quad (43)$$

- Flujo másico de aceite al sistema de almacenamiento:

$$\dot{m}_{f-ac-Alm} = \dot{m}_{f-ac-TOTAL} - \dot{m}_{f-ac-BP} \quad (44)$$

7.2 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO

Se resumen de los resultados obtenidos tras la aplicación del proceso de cálculo descrito en el Punto 7.1 en la Tabla 12. El desarrollo completo de los cálculos se adjunta en el Anexo A.

Tabla 12. Resultados del modelado del campo solar.

Declinación, δ (°)	23.45
Ángulo horario, ω (°)	0
Ángulo cenital, θ_z (°)	8.72
Ángulo acimutal solar, Y_s (°)	0
Ángulo de incidencia, φ (°)	8.72
Potencia térmica del bloque de potencia, $\dot{Q}_{t,proceso}$ (MW)	500
Potencia térmica útil, $\dot{Q}_{útil}$ (MW)	0.709
Potencia térmica cedida al ambiente, $\dot{Q}_{col \rightarrow amb}$ (MW)	$25.65 \cdot 10^{-3}$
Flujo másico de HTF por un colector, \dot{m}'_f (kg/s)	11.34
Número de colectores, N_c	4
Energía térmica requerida E_t (MWh)	15,000
Energía suministrada por fila, $E_{t, fila}$ (MWh)	35.7
Número de lazos, N_F	421
Número total de colectores, N_T	1,684
Área del campo solar, A_{cs} (m²)	$4.730 \cdot 10^6$
Potencia térmica suministrada por el campo solar, $\dot{Q}_{t,cs}$ (MW)	1,194
Múltiplo solar, SM	2.387
Flujo másico de HTF hacia el bloque de potencia, $\dot{m}_{f-ac-BP}$ (kg/s)	2,042
Flujo másico de aceite hacia el sistema de almacenamiento, $\dot{m}_{f-ac-Alm}$ (kg/s)	2,833
Flujo másico de HTF total, $\dot{m}_{f-ac-TOTAL}$ (kg/s)	4,875

Los resultados obtenidos responden al orden de lo esperado en cuanto a semejanza con la simulación. Se observa diferencia en el número de lazos obtenidos, esto es consecuencia de la estimación del tiempo de carga, valorado en 4 horas en base a la Figura 52, dada la imposibilidad de hacer desglose por minutos en el software. Se comprueba que el tiempo de carga para obtener 425 lazos es de 3.93 horas, resultado muy próximo. En consecuencia, el número de colectores, el área del campo solar y la potencia térmica suministrada por el campo solar se desvían levemente de la simulación. El múltiplo solar es ligeramente superior al correspondiente a la simulación, más se puede considerar que el método expuesto es efectivo como un primer modelo.

8 DIMENSIONADO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO

8.1 MÉTODO DE CÁLCULO

Se va a definir de manera básica el sistema de almacenamiento térmico en sales fundidas de la planta, esto es, el dimensionamiento de los tanques de almacenamiento.

Se considera sistema de almacenamiento indirecto, por medio de sales fundidas (Hitec Solar Salt). De la información obtenida de la planta de referencia, Noor II, se conoce que el sistema está compuesto de 2 pares de tanques frío-caliente, de dimensiones 16.6x44.1 m (altura x diámetro). La simulación mediante SAM, sin embargo, propone tanques de 16.6x39.3 m, al tomar los datos de esta fuente, se buscará el valor aportado por el software.

La parte de la potencia térmica generada por el campo solar no empleada para la alimentación del bloque de potencia es derivada al sistema de almacenamiento térmico.

En el modo de carga el aceite sintético saliente del campo solar a 393°C llega al intercambiador de aceite-sales cediendo calor a las sales, saliendo a una temperatura de 293°C. Las sales fundidas frías a 288°C salen del tanque frío dirigiéndose al intercambiador de calor, donde recibe el calor cedido por el aceite, aumentando su temperatura a 388°C pasando al tanque caliente, quedando de esta manera el sistema de almacenamiento cargado.

El modo descarga es el proceso inverso, pasando las sales fundidas del tanque caliente al tanque frío, cediendo calor a su paso por el intercambiador al aceite sintético, el cual entra a temperatura de 293°C y sale a 393°C, dirigiéndose el aceite caliente al bloque de potencia para su alimentación.

Se parten de los siguientes datos de partida considerando el modo de carga:

- Temperatura de entrada del aceite procedente del campo solar.
- Temperatura de salida del aceite de retorno al campo solar .
- Pares de tanques.
- Potencia del ciclo de potencia.
- Rendimiento del ciclo.
- Tiempo de alimentación del ciclo a proveer por el almacenamiento.
- Altura de los tanques.
- Altura mínima de sales, “sales muertas”.
- Diferencia de temperatura entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío.
- Diferencia de temperatura entre la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío.

Se seleccionan las sales fundidas Hitec, cuyas características se muestran en la Tabla 13.

Tabla 13. Características sales HITEC. Fuente: [40][55].

CARACTERÍSTICAS SALES HITEC	
Composición (%)	
NaNO ₃	60
KNO ₃	40
Punto de congelación (°C)	220
Límite superior de temperatura (°C)	600
Densidad (kg/m³)	1871.85
Calor específico (J/(kg·°C))	1443 + 0.172·T (°C)

En primer lugar, se debe calcular el volumen de sales fundidas necesarias para alimentar el ciclo durante las horas previstas. Para ello se plantea el balance de energía del intercambiador aceite-sales por el lado de las sales fundidas, al ser el calor específico función de la temperatura, la expresión del balance de energía para el modo de carga resulta en la expresión 45.

$$\begin{aligned}
 E_{TES} &= m_{sales} \cdot \Delta h = m_{sales} \cdot (h_{sal} - h_{ent}) = m_{sales} \cdot \int_{T_{sales\ ent}}^{T_{sales\ sal}} cp_{sales} dT = \\
 &= m_{sales} \cdot \left(1443 \cdot T + \frac{0.172 \cdot T^2}{2} \right) \Big|_{T_{sales\ ent}}^{T_{sales\ sal}} = \\
 &= m_{sales} \cdot \left(1443 \cdot (T_{sales\ sal} - T_{sales\ ent}) + \frac{0.172}{2} \cdot (T_{sales\ sal}^2 - T_{sales\ ent}^2) \right) \quad (45)
 \end{aligned}$$

$$E_{TES} = \frac{W}{\eta} \cdot t_{alm} \cdot 3600 \cdot 10^6 \quad (46)$$

Siendo:

- E_{TES} : energía requerida para alimentar el bloque de potencia durante las horas previstas por parte del almacenamiento, Wh.
- m_{sales} : masa de sales fundidas, kg.
- Δh : variación de la entalpía específica entre la entrada y salida de las sales, J/kg.
- cp_{sales} : calor específico de las sales fundidas, J/(kg·°C)
- $T_{sales\ ent}$: temperatura de entrada de las sales fundidas frías (modo carga), °C.
- $T_{sales\ sal}$: temperatura de salida de las sales fundidas calientes (modo carga), °C.
- W : potencia requerida por el ciclo de potencia, W.
- η : rendimiento del ciclo.
- t_{alm} : horas de alimentación del ciclo almacenadas, h.

Los datos de entrada definen la diferencia entre la entrada-salida de los fluidos caliente-frío y viceversa, por lo que las temperaturas de las sales fundidas se pueden obtener a partir de las del aceite sintético. Considerando el modo de carga:

$$T_{sales\ sal} = T_{cs\ ent} - \Delta T_{hx,top} \quad (47)$$

$$T_{sales\ ent} = T_{cs\ sal} - \Delta T_{hx,bot} \quad (48)$$

Siendo:

- $T_{cs\ ent}$: temperatura de entrada al campo solar, °C.
- $T_{cs\ sal}$: temperatura de salida del campo solar, °C.
- $\Delta T_{hx,top}$: diferencia de temperatura entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío.
- $\Delta T_{hx,bot}$: diferencia de temperatura entre la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío.

Por otra parte, aplicando la definición de densidad, expresión 49, se puede reformular la ecuación 45 dando lugar a la fórmula 50.

$$\rho_{sales} = \frac{m_{sales}}{V_{sales}} \quad (49)$$

$$V_{TES} = \frac{E_{TES}}{\rho_{sales} \cdot \left((T_{sales\ sal} - T_{sales\ ent}) + \frac{0.172}{2} \cdot (T_{sales\ sal}^2 - T_{sales\ ent}^2) \right)} \quad (50)$$

Siendo:

- V_{TES} : volumen de sales almacenado total, m³.
- ρ_{sales} : densidad de las sales frías, kg/m³.

El fluido empleado para el almacenamiento térmico, en este caso sales fundidas, puede ser almacenado en uno o más pares de tanques. Como se ha establecido, todos los tanques son de las mismas dimensiones, por lo que el volumen de sales fundidas a almacenar será el cociente entre el total y el número de pares. Por otra parte, las sales fundidas, al tener una temperatura de fusión muy alta, alrededor de 220°C, requieren calentadores eléctricos en la parte baja del tanque a fin de mantener la temperatura de las sales fundidas por encima del punto de congelación y prevenir la solidificación. Estos calentadores están en contacto directo con las sales, siendo cubiertos por ellas. Las sales fundidas en el momento de carga o descarga son bombeadas por medio de bombas verticales. El pie de estas bombas se sitúa por encima de la altura mínima, a fin de evitar daños a los calentadores por dilatación o vibración de la bomba, por lo que la porción de sales fundidas por debajo de la altura mínima no participa en el proceso de carga y descarga manteniéndose en todo momento dentro de los tanques. Por tanto, la masa de sales fundidas necesaria para alimentar el ciclo durante las horas previstas, deberá ser almacenada en un volumen cuya altura será la del tanque (dato de entrada) menos las sales muertas, considerando la altura del tanque como la correspondiente al cuerpo cilíndrico.

$$V_{1-par} = \frac{V_{TES}}{pares} = \pi \cdot R^2 \cdot (H - h_{min}) \quad (51)$$

Siendo:

- V_{1-par} : volumen de un tanque, m³.
- pares: pares de tanques.
- R: radio del tanque, m.

- H: altura del tanque, m.
- h_{\min} : altura mínima de sales en el tanque, m.

Se despeja el radio de un tanque, obteniéndose de esta manera las dimensiones principales de los tanques de almacenamiento, diámetro y altura.

8.2 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO

En la Tabla 14 se adjunta un resumen de los resultados del dimensionamiento del sistema de almacenamiento en sales fundidas descrito en el punto 8.1. El desarrollo completo de los cálculos se adjunta en el Anexo B.

Tabla 14. Resumen resultados del dimensionado del almacenamiento térmico.

Energía almacenada, E_{TES} (Wh)	$1.08 \cdot 10^{13}$
Volumen de sales fundidas, V_{TES} (m³)	38,436
Volumen de sales fundidas en un tanque, V_{1-par} (m³)	19,218
Diámetro de un tanque, D (m)	39.35
Masa de sales total, m_{sales} (t)	71,950

Los resultados obtenidos por el método de cálculo son acordes a los extraídos de la simulación con variaciones no significativas, por lo que se puede considerar que el proceso seguido para el dimensionamiento básico de los tanques de almacenamiento es adecuado.

9 ANÁLISIS TERMODINÁMICO DEL BLOQUE DE POTENCIA

En este apartado, se va a describir el proceso seguido para la definición termodinámica de todos los puntos del proceso, pudiéndose determinar una vez conocidas, las fracciones de vapor extraídas de la turbina, a partir de los balances de energía de los equipos, el rendimiento del ciclo y el flujo másico de aceite requerido. Este último valor se contrastará con el provisto por la simulación en SAM, a fin de verificar la desviación de los cálculos [21][22].

9.1 DESCRIPCIÓN DEL CICLO DE POTENCIA

El ciclo de termodinámico calculado responde a la configuración de una planta termosolar de 200 MW situada en Dubai, debido a la imposibilidad de encontrar los datos relativos a la planta Noor II. Se dispone de una turbina dividida en tres etapas de potencia con diferente número de extracciones:

- Etapa de alta presión: tres extracciones.
- Etapa de media presión: tres extracciones.
- Etapa de baja presión: dos extracciones.

El ciclo contempla recalentamiento intermedio entre las etapas de alta y media presión. A la salida de la turbina de baja presión, la mezcla vapor-líquido de baja presión y temperatura, entra en el condensador de donde sale en estado líquido. A continuación, es impulsada hasta la presión del desgasificador mediante la bomba de condensado hacia el circuito de calentadores de baja presión y media presión, con realimentación del condensado hacia el equipo anterior, alimentados con extracciones de vapor de las turbinas de media y baja presión. El condensado saliente del primer calentador de baja presión se dirige al condensador.

Una vez traspasado el quinto calentador, de media presión, el fluido se introduce en el desgasificador, donde se mezcla con las corrientes procedentes de la primera extracción de vapor de la turbina de media presión y la realimentación del condensado de los calentadores de alta presión.

En la salida del desgasificador, el fluido en estado líquido es impulsado por la bomba de alimentación hasta el circuito de calentadores de alta presión, a presión de entrada del tren de generación de vapor, alimentados con las extracciones de la turbina de alta presión y con realimentación a los equipos anteriores.

Una vez el fluido es calentado y ha salido de los calentadores de alta presión se dirige hacia el tren de generación de vapor.

El fluido pasa por las etapas del economizador, evaporador y sobrecalentador del generador de vapor alimentados por el fluido térmico del campo solar, cuando finalmente entra a la turbina de alta presión en las condiciones precisadas por el equipo.

La Figura 58 muestra el esquema del proceso.

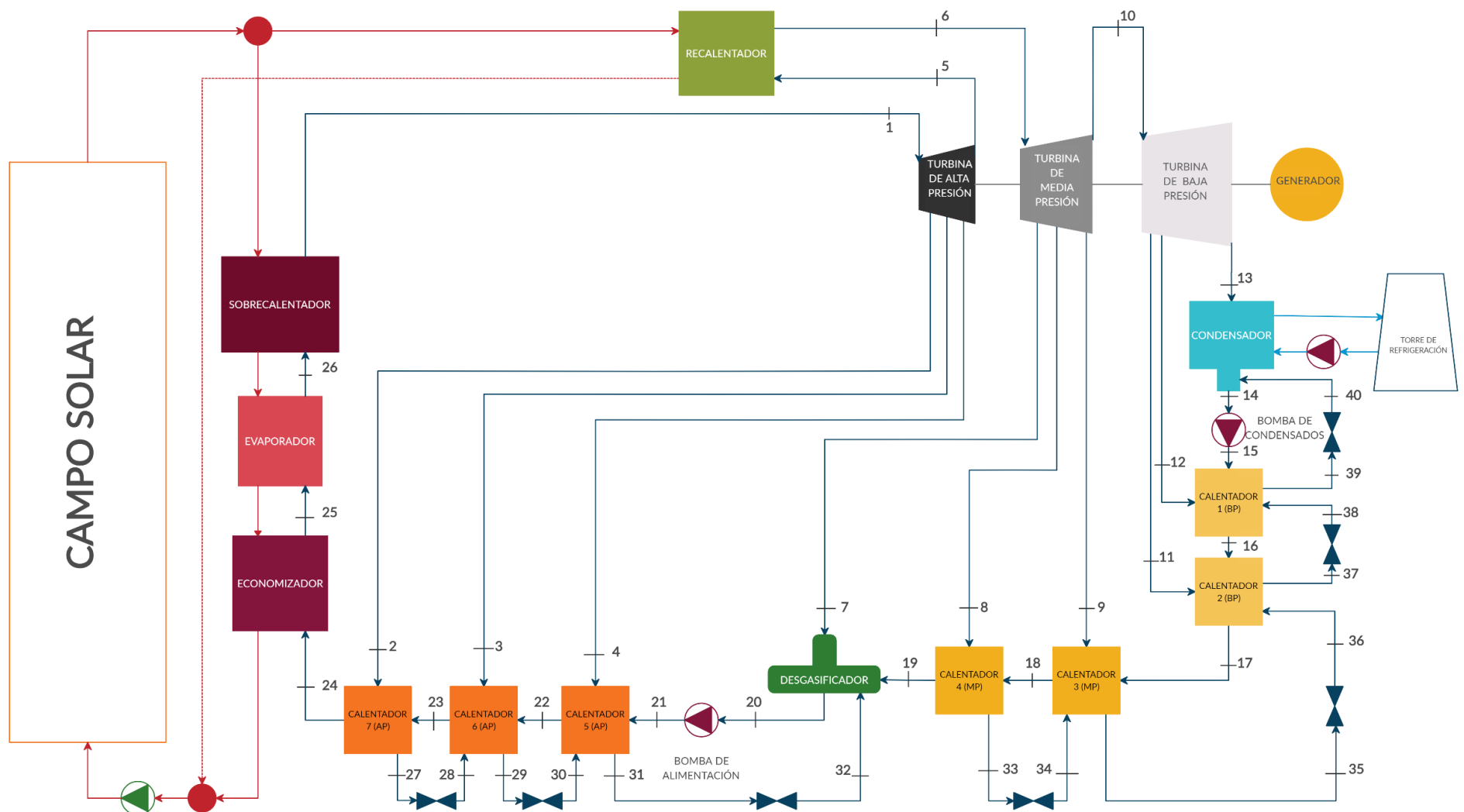


Figura 58. Esquema del ciclo de potencia para el caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.

9.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE CADA PUNTO

Se establecen las siguientes condiciones de contorno para la definición del ciclo, así como una justificación de su elección, se describen las condiciones tenidas en cuenta para cada uno de los puntos, así como las consideraciones comunes a todo el ciclo.

9.2.1 Consideraciones

- La definición del ciclo se realiza para estado estacionario.
- Se consideran adiabáticos todos los equipos, así como conducciones o elementos auxiliares.
- Las válvulas de las realimentaciones de los calentadores son de estrangulación e isoentálpicas.
- En las entradas de las bombas el fluido se encuentra en forma de líquido saturado.
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial.
- Todos los intercambiadores de calor son internamente reversibles, realizándose los intercambios a presión constante.
- Por comodidad, se han numerado los calentadores del 1 al 7, siendo el 1 el primer calentador de baja presión y el 7 el último calentador de alta presión, considerando el recorrido principal del fluido.
- Los datos correspondientes a procesos isoentrópicos se denotan con una comilla (') en el nombre de la propiedad en cuestión.
- Todos los cálculos y propiedades han sido realizados y obtenidos, respectivamente, mediante el software EES (Engineering Equation Solver).

9.2.2 Datos de partida

- Presión de entrada a la turbina de alta presión: 105 bar
- Temperatura de entrada de alta presión: 380°C
- Presión de entrada de la turbina de media presión: 21.72 bar
- Temperatura de entrada de la turbina de media presión: 380°C
- Presión de entrada a la turbina de baja presión: 4.18 bar
- Temperatura de entrada de la turbina de baja presión: 180°C
- Presión de entrada al condensador: 0.1 bar
- Número de sangrados de la turbina de alta presión: 3
- Número de sangrados de la turbina de media presión: 3
- Número de sangrados de la turbina de baja presión: 2
- Rendimiento isoentrópico de la turbina: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de condensados: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de alimentación: 0.8
- Presiones de los sangrados de vapor de las turbinas:
 - Alta presión:
 - Sangrado 1: 38.75 bar
 - Sangrado 2: 31.5 bar
 - Sangrado 3: 24 bar
 - Media presión:
 - Sangrado 1: 15.8 bar

- Sangrado 2: 8.45 bar
- Sangrado 3: 4.18 bar
- Baja presión:
 - Sangrado 1: 1.69 bar
 - Sangrado 2: 0.5314 bar
- TTD (Terminal Temperature Difference): 1.7°C
- DCA (Drain Cooler Approach): 5°C

Los datos de entrada empleados para el análisis del ciclo han sido extraídos de una planta de 200 MW en Dubai, facilitados por la empresa Alia Energy Consulting.

Los datos obtenidos relativos a los rendimientos isoentrópicos han sido seleccionados de los valores medios establecidos en la literatura:

- Turbinas: 70-90%
- Bombas: 75-85%

9.3 DEFINICIÓN DE PUNTOS

Se describen las hipótesis realizadas para la determinación de los puntos y el estado del fluido para cada uno de los estados del proceso.

- PUNTO 1:
 - Salida del sobrecalentador / Entrada a la turbina de alta presión
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_1 = P_{\text{entrada turb AP}}$
 - $T_1 = 380^\circ\text{C}$

La entalpía y la entropía se obtienen de manera inmediata mediante la calculadora de propiedades de un software específico o, en su defecto, el diagrama T-s del agua.

- PUNTO 2:
 - Primer sangrado de la turbina de AP / Entrada de la extracción al calentador 7
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_2 = P_{\text{Sangrado 1-AP}}$
 - $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$

Se hace una primera aproximación a turbina adiabática reversible y, por tanto, proceso isoentrópico.

- $s'_2 = s_1$
- $P'_2 = P_2$

Se obtienen los valores de la entalpía (h'_2) y temperatura (T'_2) para el proceso isoentrópico a partir de la calculadora de propiedades.

Se calcula el proceso real mediante la definición del rendimiento isoentrópico para la turbina. Se obtiene la entalpía de salida $h_s = h_2$.

$$\eta_{iso-turb} = \frac{h_e - h_s}{h_e - h'_s} \quad (52)$$

Siendo:

- $\eta_{iso-turb}$: rendimiento isoentrópico de la turbina.
- h_e : entalpía específica en la entrada a la turbina, kJ/kg.
- h_s : entalpía específica en la salida de la turbina, kJ/kg.

A partir de la entalpía y la presión del proceso se obtiene la entropía y la temperatura.

- PUNTO 3:
 - Segundo sangrado de la turbina de AP / Entrada de la extracción al calentador 6
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_3 = P_{Sangrado\ 2-AP}$
 - $\eta_{iso-turb} = 0.8$

Se sigue el mismo proceso que el para el punto 2: se asume proceso isoentrópico, se calcula la entalpía y temperatura reversibles, se aplica la definición del rendimiento isoentrópico para hallar la entalpía del proceso real. La entropía y la temperatura se obtienen mediante la calculadora de propiedades a partir de la entalpía obtenida y la presión del proceso.

- PUNTO 4:
 - Tercer sangrado de la turbina de AP / Entrada de la extracción al calentador 5
 - Estado: Mezcla líquido vapor
 - $P_4 = P_{Sangrado\ 3-AP}$
 - $\eta_{iso-turb} = 0.8$
 - $T_4 = T_{sat}(P_4)$

Se asume turbina adiabática reversible, por tanto, proceso isoentrópico.

- $s'_4 = s_1$
- $P'_4 = P_4$
- $T'_4 = T_4$

Se calcula la fracción de vapor de la mezcla, para ello, es necesario obtener las entalpías y entropías para los estados saturados. Se acude a la tabla de vapor-líquido saturado del agua para la presión dada o a la calculadora de propiedades.

La entalpía y entropía para valores de mezcla se define como indican las expresiones siguientes:

$$h_{mezcla} = h_l \cdot (1 - x) + h_v \cdot x \quad (53)$$

$$s_{mezcla} = s_l \cdot (1 - x) + s_v \cdot x \quad (54)$$

$$x = \frac{h_{mezcla} - h_l}{h_v - h_l} \quad (55)$$

$$x = \frac{s_{mezcla} - s_l}{s_v - s_l} \quad (56)$$

Siendo:

- h_{mezcla} : entalpía específica de la mezcla, kJ/kg.
- h_l : entalpía específica de líquido saturado, kJ/kg.
- h_v : entalpía específica de vapor saturado, kJ/kg.
- s_{mezcla} : entropía específica de la mezcla, kJ/(kg·°C).
- s_l : entropía específica de líquido saturado, kJ/(kg·°C).
- s_v : entropía específica de vapor saturado, kJ/(kg·°C).
- x : título de vapor de la mezcla, 0-1.

Se obtiene el título de vapor para el proceso reversible (x'_4) mediante sustitución en la ecuación 56, calculando posteriormente el valor de la entalpía reversible (h'_4) a partir de la expresión 53.

Se calcula el proceso real mediante la definición del rendimiento isoentrópico para la turbina. Se obtiene la entalpía de salida (h_4).

$$\eta_{iso-turb} = \frac{h_1 - h_4}{h_1 - h'_4} \quad (57)$$

A partir de la entalpía, se recalcula el título de vapor real con la expresión 55. La entropía se calcula mediante la introducción del título de vapor real (x_4) en la ecuación 54.

- PUNTO 5:
 - Salida de la turbina de AP / Entrada al recalentador
 - Estado: Mezcla líquido vapor
 - $P_5 = P_{entrada\ turb\ MP}$
 - $\eta_{iso-turb} = 0.8$
 - $T_5 = T_{sat}(P_5)$

Se aplica el mismo proceso que para el punto 4, calculando el título de vapor, con ello la entalpía y entropía y finalmente aplicando el rendimiento isoentrópico de la turbina.

- PUNTO 6:
 - Salida del recalentador / Entrada a la turbina de media presión
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_6 = P_{entrada\ turb\ MP}$
 - $T_6 = 380^\circ\text{C}$

La entalpía y la entropía se obtienen de manera inmediata mediante la calculadora de propiedades de un software específico o, en su defecto, el diagrama T-s del agua.

- PUNTO 7:
 - Primer sangrado de la turbina de MP / Entrada de la extracción al desgasificador
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_7 = P_{\text{Sangrado 1-MP}}$
 - $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$

Se asume turbina adiabática reversible, por tanto, proceso isoentrópico.

- $s'_7 = s_6$
- $P'_7 = P_7$

Se obtienen los valores de la entalpía (h'_7) y temperatura (T'_7) para el proceso isoentrópico a partir de la calculadora de propiedades.

Se calcula el proceso real mediante la definición del rendimiento isoentrópico para la turbina. Se obtiene la entalpía de salida (h_7).

$$\eta_{\text{iso-turb}} = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h'_7} \quad (58)$$

A partir de la entalpía y la presión del proceso se obtiene la entropía y la temperatura.

Para los puntos 8, 9 y 10 se sigue el mismo proceso que para el punto 7, por lo que se omite la explicación, enunciando únicamente los datos de entrada.

- PUNTO 8:
 - Segundo sangrado de la turbina de MP / Entrada de la extracción en calentador 4
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_8 = P_{\text{Sangrado 2-MP}}$
 - $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$
- PUNTO 9:
 - Tercer sangrado de la turbina de MP / Entrada de la extracción en calentador 3
 - Estado: vapor sobrecalentado
 - $P_9 = P_{\text{Sangrado 3-MP}}$
 - $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$

- PUNTO 10:

- Salida de la turbina de MP / Entrada a la turbina de BP
- Estado: vapor sobrecalentado
- $P_{10} = P_{\text{entrada turb BP}} = 4.18 \text{ bar}$
- $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$

- PUNTO 11:

- Primer sangrado de la turbina de BP / Entrada de la extracción al calentador 2
- Estado: mezcla líquido vapor
- $P_{11} = P_{\text{Sangrado 1-BP}}$
- $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$
- $T_{11} = T_{\text{sat}}(P_{11})$

Se asume turbina adiabática reversible, por tanto, proceso isoentrópico.

- $s'_{11} = s_{10}$
- $P'_{11} = P_{11}$
- $T'_{11} = T_{11}$

Se aplica el mismo proceso que para el punto 4, calculando el título de vapor, con ello la entalpía y entropía y finalmente aplicando el rendimiento isoentrópico de la turbina.

- PUNTO 12:

- Segundo sangrado de la turbina de MP / Entrada de la extracción en calentador 1
- Estado: mezcla líquido vapor
- $P_{12} = P_{\text{Sangrado 2-BP}}$
- $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$
- $T_{12} = T_{\text{sat}}(P_{12})$

Se asume turbina adiabática reversible, por tanto, proceso isoentrópico.

- $s'_{12} = s_{10}$
- $P'_{12} = P_{12}$
- $T'_{12} = T_{12}$

Se aplica el mismo proceso que para el punto 4, calculando el título de vapor, con ello la entalpía y entropía y finalmente aplicando el rendimiento isoentrópico de la turbina.

- PUNTO 13:

- Salida de la turbina de BP / Entrada al condensador
- Estado: mezcla líquido vapor
- $P_{13} = P_{\text{entrada condensador}}$
- $\eta_{\text{iso-turb}} = 0.8$

$$- T_{13} = T_{sat}(P_{13})$$

Se asume turbina adiabática reversible, por tanto, proceso isoentrópico.

$$- s'_{13} = s_{10}$$

$$- P'_{13} = P_{13}$$

$$- T'_{13} = T_{13}$$

Se aplica el mismo proceso que para el punto 4, calculando el título de vapor, con ello la entalpía y entropía y finalmente aplicando el rendimiento isoentrópico de la turbina.

• PUNTO 14:

- Salida del condensador / entrada a la bomba de condensados.
- Estado: líquido saturado.
- Consideraciones: el fluido sale del condensador en forma de líquido saturado. Proceso isobárico.
- $P_{14} = P_{entrada\ condensador}$
- $T_{14} = T_{sat}(P_{14})$

Los valores de la entalpía y la entropía se obtienen a partir de la tabla de propiedades para líquido saturado o la calculadora de propiedades. El calor específico a presión constante y el volumen específico se obtienen de la calculadora de propiedades para la entropía y presión obtenidas.

• PUNTO 15:

- Salida de la bomba de condensado / Entrada al calentador 1 de baja presión.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: la presión del circuito de calentadores de baja presión es la presión del desgasificador, que a su vez es igual a la presión del primer sangrado de la turbina de media presión.
- $P_{15} = P_{Sangrado\ 1-MP} = P_{Desgasificador}$
- $\eta_{iso-bomb\ condensados} = 0.8$

Se asume bomba adiabática reversible, proceso isoentrópico.

$$- s'_{15} = s_{15}$$

$$- P'_{15} = P_{15}$$

Se aproxima a Líquido Ideal Caloríficamente Perfecto, en adelante L.I.C.P, esto es, incompresible y con calor específico constante.

$$- cp_{15} = cp_{14} = c$$

Se definen las ecuaciones para L.I.C.P.:

- Ecuación de Gibbs para L.I.C.P:

$$\Delta s = s_s - s_e = c \cdot \ln\left(\frac{T_s}{T_e}\right) \quad (59)$$

Siendo:

- s_s : entropía específica de salida, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$.
- s_e : entropía específica de entrada, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$.
- c : calor específico, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$.
- T_s : temperatura de salida, $^\circ\text{C}$.
- T_e : temperatura de entrada, $^\circ\text{C}$.

- Entalpía para L.I.C.P:

$$\Delta h = h_s - h_e = c \cdot (T_s - T_e) + v \cdot (P_s - P_e) \quad (60)$$

Siendo:

- h_s : entalpía específica de salida, kJ/kg .
- h_e : entalpía específica de entrada, kJ/kg .
- c : calor específico, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^\circ\text{C})$.
- T_s : temperatura de salida, $^\circ\text{C}$.
- T_e : temperatura de entrada, $^\circ\text{C}$.
- v : volumen específico, m^3/kg .
- P_s : presión de salida, bar.
- P_e : presión de entrada, bar.

Al considerar proceso isoentrópico y L.I.C.P, el proceso es isotermo.

$$- T'_{14} = T_{15}$$

Se despeja el valor de la entalpía reversible, mediante la introducción de los datos correspondientes como se indica en la expresión 60.

Una vez obtenida la entalpía, se aplica la definición del rendimiento isoentrópico para bombas, obteniendo la entalpía de salida para el proceso real (h_{15}):

$$\eta_{iso-bomb} = \frac{h'_s - h_e}{h_s - h_e} \quad (61)$$

Se obtiene la temperatura despejando la expresión 60 con el valor obtenido de la entalpía real. La entropía se obtiene mediante la aplicación de la ecuación de Gibbs.

- PUNTO 16:
 - Salida del calentador 1 de baja presión / Entrada al calentador 2 de baja presión.
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de condensación (presión del desgasificador).
 - $P_{16} = P_{15} = P_{Desgasificador}$
 - $T_{16} = T_{sat}(P_{12}) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

DEFINICIÓN DE CONCEPTOS. TTD Y DCA:

TTD (Terminal Temperature Difference) y DCA (Drain Cooler Approach) son dos parámetros característicos de los calentadores cerrados para monitorizar su eficiencia.

- TTD: es un indicador de la capacidad de transferencia de calor del calentador, a partir de la diferencia entre la temperatura de saturación de la extracción que alimenta al calentador y la temperatura de salida del agua de alimentación.

$$TTD = T_{sat}(P_{vapor\ sangrado}) - T_{salida-Agua\ aliment.} \quad (62)$$

- DCA: es un indicador crítico de la vida útil del calentador cerrado. Es medida la diferencia de temperatura entre la salida del vapor condensado y la entrada del agua de alimentación.

$$DCA = T_{salida\ vapor\ condensado} - T_{entrada-Agua\ aliment.} \quad (63)$$

- PUNTO 17:
 - Salida del calentador 2 de baja presión / Entrada al calentador 3 de media presión.
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de condensación (presión del desgasificador).
 - $P_{17} = P_{15} = P_{Desgasificador}$
 - $T_{17} = T_{sat}(P_{11}) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

- PUNTO 18:
 - Salida del calentador 3 de media presión / Entrada al calentador 4 de media presión.
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de condensación (presión del desgasificador).
 - $P_{18} = P_{15} = P_{Desgasificador}$
 - $T_{18} = T_{sat}(P_9) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

- PUNTO 19:
 - Salida del calentador 4 de media presión / Entrada al desgasificador
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de condensados (presión del desgasificador).

- $P_{19} = P_{15} = P_{Desgasificador}$
- $T_{19} = T_{sat}(P_8) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

• PUNTO 20:

- Salida del desgasificador / Entrada a la bomba de alimentación.
- Estado: líquido saturado.
- Consideraciones: el fluido sale en forma de líquido saturado.
- $P_{20} = P_{Sangrado\ 1-MP} = P_{Desgasificador}$
- $T_{20} = T_{sat}(P_{Desgasificador})$

Se obtienen los valores de la entalpía, la entropía, el calor específico y el volumen específico para líquido saturado a la presión dada a partir de la calculadora de propiedades.

• PUNTO 21:

- Salida de la bomba de alimentación / Entrada al calentador 5 de alta presión.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: El fluido sale de la bomba a la presión del tren de generación de vapor (presión de entrada a la turbina de alta presión).
- $P_{21} = P_{entrada\ turb\ AP}$
- $\eta_{iso-bomb\ alimentación} = 0.8$

Se asume bomba adiabática reversible, proceso isoentrópico.

- $s'_{21} = s_{20}$
- $P'_{21} = P_{21}$

Se realiza el mismo proceso de cálculo que para el punto 15, se aproxima el líquido subenfriado a L.I.C.P, haciendo el cálculo para el proceso reversible, obteniéndose las propiedades para el proceso real mediante la aplicación del rendimiento isoentrópico, la definición del salto de entalpías y la ecuación de Gibbs para L.I.C.P.

• PUNTO 22:

- Salida del calentador 5 de alta presión / Entrada al calentador 6 de alta presión.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de alimentación (presión del tren de generación de vapor).
- $P_{22} = P_{21} = P_{entrada\ turb\ AP}$
- $T_{22} = T_{sat}(P_4) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

- PUNTO 23:

- Salida del calentador 6 de alta presión / Entrada al calentador 7 de alta presión.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de alimentación (presión del tren de generación de vapor).
- $P_{23} = P_{21} = P_{\text{entrada turb AP}}$
- $T_{23} = T_{\text{sat}}(P_3) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

- PUNTO 24:

- Salida del calentador 7 de alta presión / Entrada al economizador.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: El fluido sale del calentador a la presión de impulsión de las bombas de alimentación (presión del tren de generación de vapor).
- $P_{24} = P_{21} = P_{\text{entrada turb AP}}$
- $T_{24} = T_{\text{sat}}(P_2) - TTD$

Se realiza aproximación a L.I.C.P., pudiéndose obtener la entalpía y entropía.

- PUNTO 25:

- Salida del economizador/ Entrada al evaporador.
- Estado: líquido saturado.
- $P_{25} = P_{\text{entrada turb AP}}$

La entalpía, entropía y temperatura se obtienen de las tablas de líquido saturado para la presión dada o calculadora de propiedades.

- PUNTO 26:

- Salida del evaporador / Entrada al sobrecalentador.
- Estado: vapor saturado.
- $P_{26} = P_{\text{entrada turb AP}}$

La entalpía, entropía y temperatura se obtienen de las tablas de vapor saturado para la presión dada o calculadora de propiedades.

- PUNTO 27:

- Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 7 de alta presión hacia calentador 6 de alta presión / Entrada en válvula de estrangulación.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: salida del calentador 7 a presión del primer sangrado de la turbina de alta presión.
- $P_{27} = P_{\text{Sangrado 1-AP}}$
- $T_{27} = T_{23} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 28:
 - Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 7 / Entrada a calentador 6 de alta presión.
 - Estado: mezcla líquido vapor.
 - Consideraciones: entrada a la presión del calentador 6 y válvula isoentálpica ($h_{28} = h_{27}$).
 - $P_{28} = P_{\text{Sangrado 2-AP}}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 29:
 - Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 6 de alta presión hacia calentador 5 de alta presión / Entrada en válvula de estrangulación.
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: salida del calentador 6 a presión del segundo sangrado de la turbina de alta presión.
 - $P_{29} = P_{\text{Sangrado 2-AP}}$
 - $T_{29} = T_{22} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 30:
 - Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 6 / Entrada a calentador 5 de alta presión.
 - Estado: mezcla líquido vapor.
 - Consideraciones: entrada a la presión del calentador 5 y válvula isoentálpica ($h_{30} = h_{29}$).
 - $P_{30} = P_{\text{Sangrado 3-AP}}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 31:

- Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 5 de alta presión hacia el desgasificador / Entrada en válvula de estrangulación.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: salida del calentador 5 a presión del tercer sangrado de la turbina de alta presión.
- $P_{31} = P_{\text{Sangrado 3-AP}}$
- $T_{31} = T_{21} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 32:

- Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 5 / Entrada al desgasificador.
- Estado: mezcla líquido vapor.
- Consideraciones: entrada a la presión del desgasificador y válvula isoentálpica ($h_{32} = h_{31}$).
- $P_{32} = P_{\text{Sangrado 1-MP}}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 33:

- Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 4 de media presión hacia el calentador 3 de media presión / Entrada en válvula de estrangulación.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: salida del calentador 4 a presión del segundo sangrado de la turbina de media presión.
- $P_{33} = P_{\text{Sangrado 2-MP}}$
- $T_{33} = T_{18} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 34:

- Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 4 / Entrada a calentador 3 de media presión.
- Estado: mezcla líquido vapor.

- Consideraciones: entrada a la presión del calentador 3 y válvula isoentálpica ($h_{34} = h_{33}$).
- $P_{34} = P_{\text{Sangrado 3-MP}}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 35:

- Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 3 de media presión hacia el calentador 2 de baja presión / Entrada en válvula de estrangulación.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: salida del calentador 3 a presión del tercer sangrado de la turbina de media presión.
- $P_{35} = P_{\text{Sangrado 3-MP}}$
- $T_{35} = T_{17} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 36:

- Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 3 / Entrada a calentador 2 de baja presión.
- Estado: mezcla líquido vapor.
- Consideraciones: entrada a la presión del calentador 2 y válvula isoentálpica ($h_{36} = h_{35}$).
- $P_{36} = P_{\text{Sangrado 1-BP}}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 37:

- Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 2 de baja presión hacia el calentador 1 de baja presión / Entrada en válvula de estrangulación.
- Estado: líquido subenfriado.
- Consideraciones: salida del calentador 2 a presión del primer sangrado de la turbina de baja presión.
- $P_{37} = P_{\text{Sangrado 1-BP}}$

$$- T_{37} = T_{16} + DCA$$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 38:
 - Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 2 / Entrada a calentador 2 de baja presión.
 - Estado: mezcla líquido vapor.
 - Consideraciones: entrada a la presión del calentador 1 y válvula isoentálpica ($h_{38} = h_{37}$).
 - $P_{38} = P_{Sangrado\ 2-BP}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

- PUNTO 39:
 - Salida del vapor condensado por el lado de la carcasa del calentador 1 de baja presión hacia el condensador / Entrada en válvula de estrangulación.
 - Estado: líquido subenfriado.
 - Consideraciones: salida del calentador 1 a presión del segundo sangrado de la turbina de baja presión.
 - $P_{39} = P_{Sangrado\ 2-BP}$
 - $T_{39} = T_{15} + DCA$

Se obtienen las propiedades termodinámicas a partir del diagrama T-s del agua o la calculadora de propiedades.

- PUNTO 40:
 - Salida de la válvula de estrangulación del condensado del calentador 1 / Entrada al condensador.
 - Estado: mezcla líquido vapor.
 - Consideraciones: entrada a la presión del condensador y válvula isoentálpica ($h_{40} = h_{39}$).
 - $P_{40} = P_{entrada\ condensador}$

Se obtienen las entalpías y entropías para estados de saturación de las tablas de líquido y vapor saturado o calculadora de propiedades, calculándose el título de vapor, a partir de su expresión en función de la entalpía, y con ello la entropía. Al ser mezcla de líquido vapor, la temperatura será la de saturación para la presión dada.

9.4 BALANCES DE MASA Y ENERGÍA DE LOS EQUIPOS

9.4.1 Calentadores y desgasificador

Se realizan los balances de masa energía de cada uno de los calentadores y el desgasificador a fin de obtener las fracciones de vapor de las extracciones. Al ser intercambiadores de calor adiabáticos, con proceso estacionario y despreciando las variaciones de energía cinética y potencial, el balance de energía queda como muestra la expresión 64.

$$\sum \dot{m}_e \cdot h_e = \sum \dot{m}_s \cdot h_s \quad (64)$$

Respecto al balance de masa, al ser estacionario queda reducido a la expresión 65.

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (65)$$

Los calentadores son intercambiadores de calor cerrados, por lo que será necesario realizar el balance de masa por el lado de la carcasa (agua de alimentación) y de los tubos (vapor y drenaje) por separado. En el caso del desgasificador al ser un intercambiador abierto, las corrientes se mezclan por lo que el balance de masa se realiza sobre el intercambiador completo.

9.4.1.1 Calentador 7 (AP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_1 = \dot{m}_v \cdot y_1 \quad (66)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_v \quad (67)$$

- Balance de energía:

$$\dot{m}_v \cdot h_{23} + \dot{m}_v \cdot y_1 \cdot h_2 = \dot{m}_v \cdot h_{24} + \dot{m}_v \cdot y_1 \cdot h_{27} \quad (68)$$

$$y_1 = \frac{h_{24} - h_{23}}{h_2 - h_{27}} \quad (69)$$

Siendo:

- m_v : masa de vapor, kg/s.
- h_i : entalpía específica del punto i, kJ/kg.
- y_i : fracción de vapor de la extracción i.

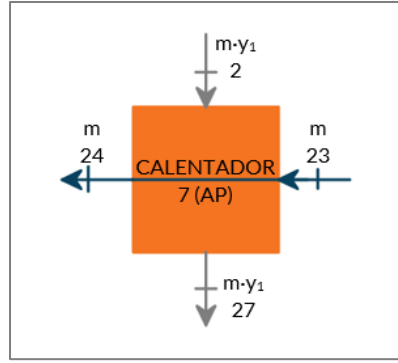


Figura 59. Calentador 7 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.2 Calentador 6 (AP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_2 + \dot{m}_v \cdot y_1 = \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2) \quad (70)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_v \quad (71)$$

- Balance de energía:

$$\dot{m}_v \cdot h_{22} + \dot{m}_v \cdot y_1 \cdot h_{28} + \dot{m}_v \cdot y_2 \cdot h_3 = \dot{m}_v \cdot h_{23} + \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2) \cdot h_{29} \quad (72)$$

$$y_2 = \frac{h_{23} - h_{22} + y_1 \cdot (h_{29} - h_{28})}{h_3 - h_{29}} \quad (73)$$

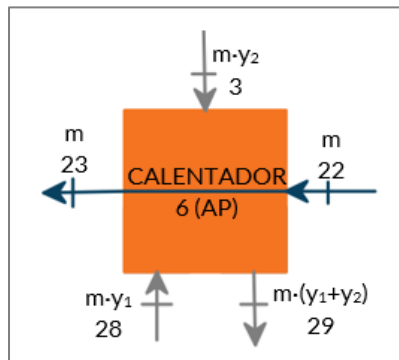


Figura 60. Calentador 6 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.3 Calentador 5 (AP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_3 + \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2) = \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2 + y_3) \quad (74)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_v \quad (75)$$

- Balance de energía:

$$\dot{m}_v \cdot h_{21} + \dot{m}_v \cdot y_3 \cdot h_4 + \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2) \cdot h_{30} = \dot{m}_v \cdot h_{22} + \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2 + y_3) \cdot h_{31} \quad (76)$$

$$y_3 = \frac{h_{22} - h_{21} - (y_1 + y_2) \cdot (h_{31} - h_{30})}{h_4 - h_{31}} \quad (77)$$

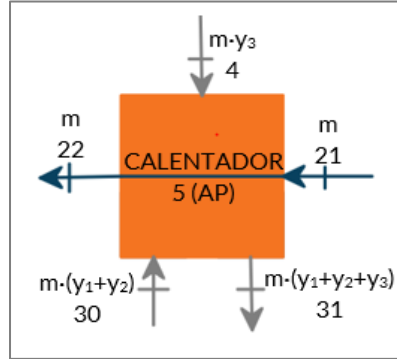


Figura 61. Calentador 5 de alta presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.4 Desgasificador

- Balance de masa:

$$\dot{m}_v \cdot y_4 + \dot{m}_v (y_1 + y_2 + y_3) + \dot{m}_v (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) = \dot{m}_v \quad (78)$$

- Balance de energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v \cdot y_4 \cdot h_7 + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{19} + \dot{m}_v \cdot (y_1 + y_2 + y_3) \cdot h_{32} = \\ = \dot{m}_v \cdot h_{20} \end{aligned} \quad (79)$$

$$y_4 = \frac{h_{20} - h_{19} + (y_1 + y_2 + y_3) \cdot (h_{19} - h_{32})}{h_7 - h_{19}} \quad (80)$$

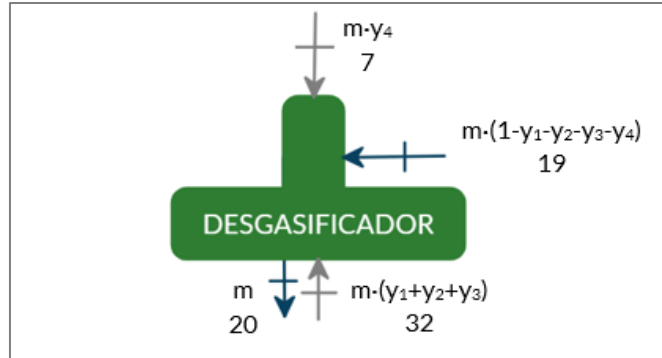


Figura 62. Desgasificador. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.5 Calentador 4 (MP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_5 = \dot{m}_v \cdot y_5 \quad (81)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \quad (82)$$

- Balance de energía:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_v \cdot y_5 \cdot h_8 + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{18} = \\ & = \dot{m}_v \cdot y_5 \cdot h_{33} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{19} \end{aligned} \quad (83)$$

$$y_5 = \frac{h_{19} - h_{18} + (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) \cdot (h_{18} - h_{19})}{h_8 - h_{33}} \quad (84)$$

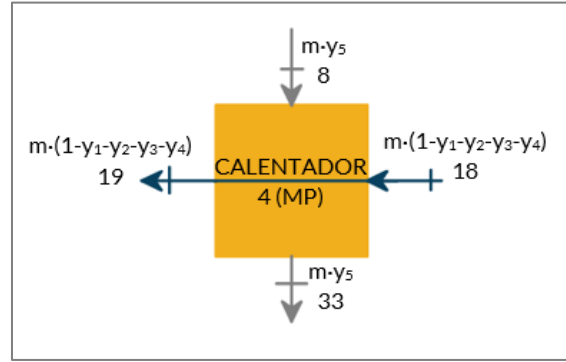


Figura 63. Calentador 4 de media presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.6 Calentador 3 (MP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_6 + \dot{m}_v \cdot y_5 = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6) \quad (85)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \quad (86)$$

- Balance de energía:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_v \cdot y_6 \cdot h_9 + \dot{m}_v \cdot y_5 \cdot h_{34} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{17} = \\ & = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6) \cdot h_{35} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{18} \end{aligned} \quad (87)$$

$$y_6 = \frac{h_{18} - h_{17} + y_5 \cdot (h_{35} - h_{34}) + (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) \cdot (h_{17} - h_{18})}{h_9 - h_{35}} \quad (88)$$

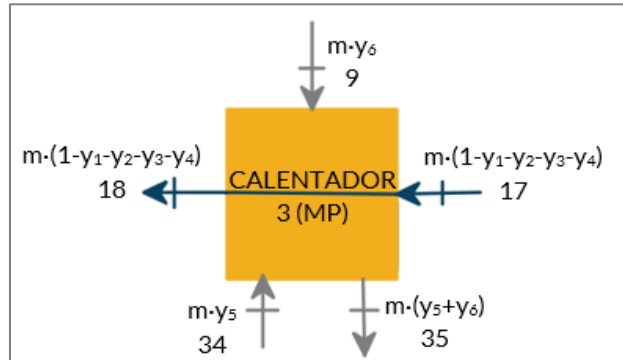


Figura 64. Calentador 3 de media presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.7 Calentador 2 (BP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_7 + \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6) = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7) \quad (89)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \quad (90)$$

- Balance de energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v \cdot y_7 \cdot h_{11} + \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6) \cdot h_{36} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{16} = \\ = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7) \cdot h_{37} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{17} \end{aligned} \quad (91)$$

$$y_7 = \frac{h_{17} - h_{16} + (y_5 + y_6) \cdot (h_{37} - h_{36}) + (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) \cdot (h_{16} - h_{17})}{h_{11} - h_{37}} \quad (92)$$

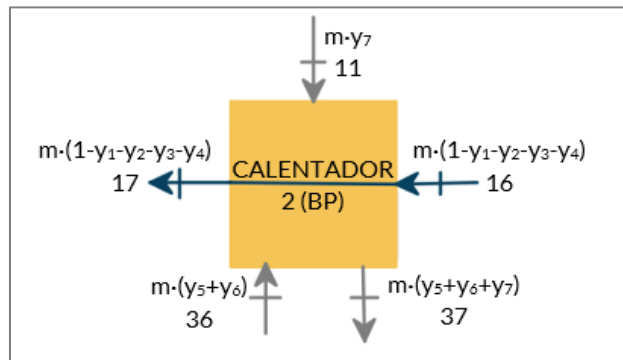


Figura 65. Calentador 2 de baja presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.1.8 Calentador 1 (BP)

- Balance de masa:

- Lado de la carcasa:

$$\dot{m}_v \cdot y_8 + \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7) = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7 + y_8) \quad (93)$$

- Lado de los tubos:

$$\dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \quad (94)$$

- Balance de energía:

$$\begin{aligned} \dot{m}_v \cdot y_8 \cdot h_{12} + \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7) \cdot h_{38} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{15} = \\ = \dot{m}_v \cdot (y_5 + y_6 + y_7 + y_8) \cdot h_{39} + \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot h_{16} \end{aligned} \quad (95)$$

$$y_8 = \frac{h_{16} - h_{15} + (y_5 + y_6 + y_7) \cdot (h_{39} - h_{38}) + (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) \cdot (h_{15} - h_{16})}{h_{12} - h_{39}} \quad (96)$$

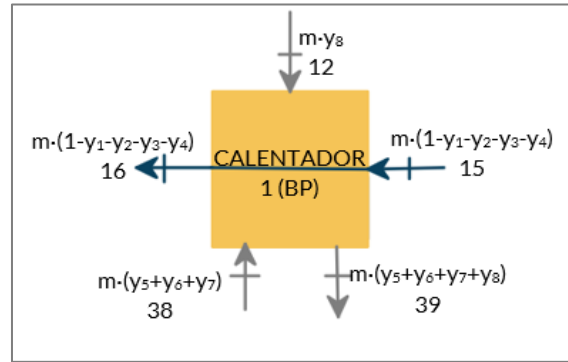


Figura 66. Calentador 1 de baja presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.2 Turbina

Se consideran turbinas adiabáticas, con proceso estacionario y se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial. El balance de energía resulta como muestra la expresión 97.

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_e \cdot h_e - \sum \dot{m}_s \cdot h_s \quad (97)$$

Considerando el trabajo específico, \dot{w} , se puede reescribir en la ecuación 98:

$$\dot{w} = \sum h_e - \sum h_s \quad (98)$$

9.4.2.1 Turbina de Alta Presión

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Turb-AP} = (h_1 - h_2) + (1 - y_1) \cdot (h_2 - h_3) + (1 - y_1 - y_2) \cdot (h_3 - h_4) + \\ + (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (h_4 - h_5) \end{aligned} \quad (99)$$

$$\dot{W}_{Turb-AP} = \dot{m}_v \cdot \dot{w}_{Turb-AP} \quad (100)$$

Siendo:

- $\dot{W}_{\text{Turb-AP}}$: trabajo de la turbina de alta presión, kW.
- $\dot{w}_{\text{Turb-AP}}$: trabajo específico de la turbina de alta presión, kJ/kg.

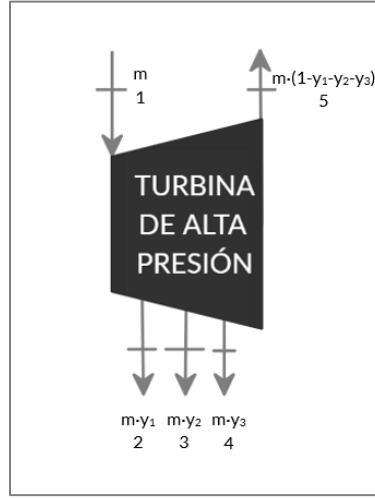


Figura 67. Turbina de alta presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.2.2 Turbina de Media Presión

$$\begin{aligned} \dot{w}_{\text{Turb-MP}} = & (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (h_6 - h_7) + (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot (h_7 - h_8) + \\ & + (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5) \cdot (h_8 - h_9) + \\ & + (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6) \cdot (h_9 - h_{10}) \end{aligned} \quad (101)$$

$$\dot{W}_{\text{Turb-MP}} = \dot{m}_v \cdot \dot{w}_{\text{Turb-MP}} \quad (102)$$

Siendo:

- $\dot{W}_{\text{Turb-MP}}$: trabajo de la turbina de media presión, kW.
- $\dot{w}_{\text{Turb-MP}}$: trabajo específico de la turbina de media presión, kJ/kg.

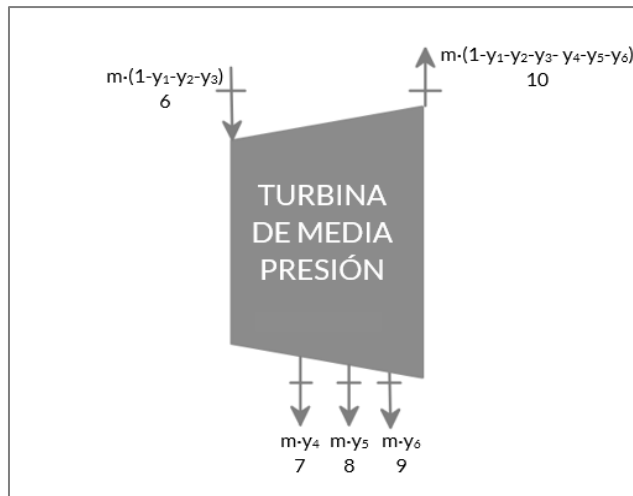


Figura 68. Turbina de media presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.2.3 Turbina de Baja Presión

$$\begin{aligned}\dot{W}_{Turb-BP} = & (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6) \cdot (h_{10} - h_{11}) + \\ & + (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7) \cdot (h_{11} - h_{12}) + \\ & + (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8) \cdot (h_{12} - h_{13})\end{aligned}\quad (103)$$

$$\dot{W}_{Turb-BP} = \dot{m}_v \cdot \dot{w}_{Turb-BP} \quad (104)$$

Siendo:

- $\dot{W}_{Turb-BP}$: trabajo de la turbina de baja presión, kW.
- $\dot{w}_{Turb-BP}$: trabajo específico de la turbina de baja presión, kJ/kg.

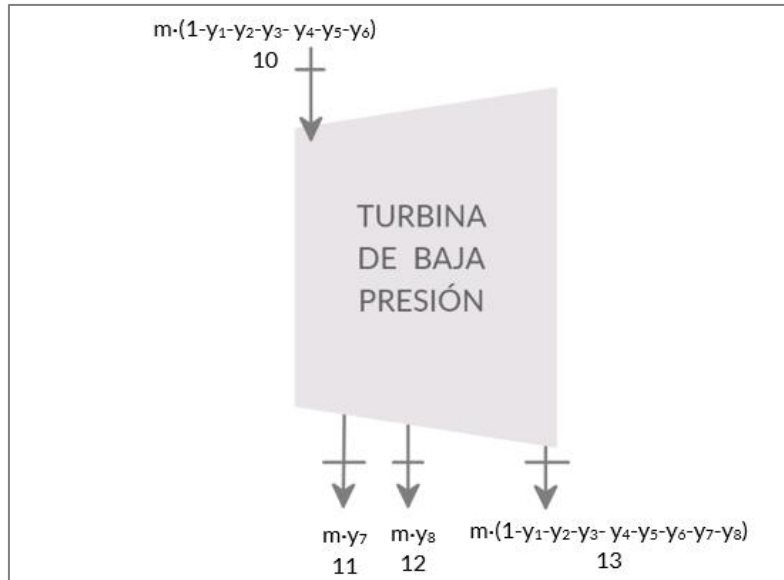


Figura 69. Turbina de baja presión. Fuente: Elaboración propia.

9.4.3 Bombas

Se consideran bombas adiabáticas, con proceso estacionario y se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial. El balance de energía resulta en la expresión 105.

$$\dot{W} = \sum \dot{m}_s \cdot h_s - \sum \dot{m}_e \cdot h_e \quad (105)$$

Considerando el trabajo específico, se reduce a la ecuación 106.

$$\dot{w} = \sum h_s - \sum h_e \quad (106)$$

9.4.3.1 Bomba de condensados

$$\dot{W}_{B-Cond} = (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4) \cdot (h_{15} - h_{14}) \quad (107)$$

$$\dot{W}_{B-Cond} = \dot{m}_v \cdot w_{B-Cond} \quad (108)$$

Siendo:

- \dot{W}_{B-Cond} trabajo de la bomba de condensados, kW.
- \dot{w}_{B-Cond} : trabajo específico de la bomba de condensados, kJ/kg.

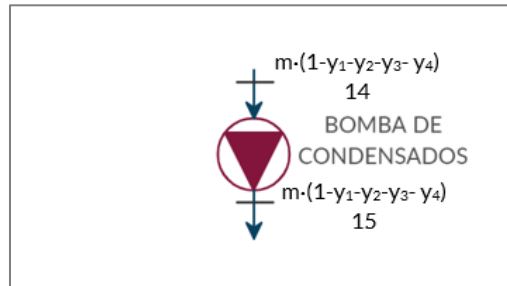


Figura 70. Bomba de condensador. Fuente: Elaboración propia.

9.4.3.2 Bomba de alimentación

$$\dot{W}_{B-Alim} = (h_{21} - h_{20}) \quad (109)$$

$$\dot{W}_{B-Alim} = \dot{m}_v \cdot w_{B-Alim} \quad (110)$$

Siendo:

- \dot{W}_{B-Alim} : trabajo de la bomba de alimentación, kW.
- \dot{w}_{B-Alim} : trabajo específico de la bomba de alimentación, kJ/kg.

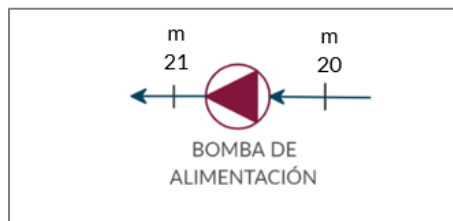


Figura 71. Bomba de alimentación. Fuente: Elaboración propia.

9.4.4 Generador de vapor

9.4.4.1 Economizador

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_v \cdot (h_{25} - h_{24}) \quad (111)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{eco} : potencia térmica transferida en el economizador, kW.

9.4.4.2 Evaporador

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_v \cdot h_f \quad (112)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{eva} : potencia térmica transferida en el evaporador, kW.
- h_f : entalpía de vaporización del vapor, kJ/kg.

9.4.4.3 Sobrecalentador

$$\dot{Q}_{sobre} = \dot{m}_v \cdot (h_1 - h_{26}) \quad (113)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{sobre} : potencia térmica transferida en el sobrecalentador, kW.

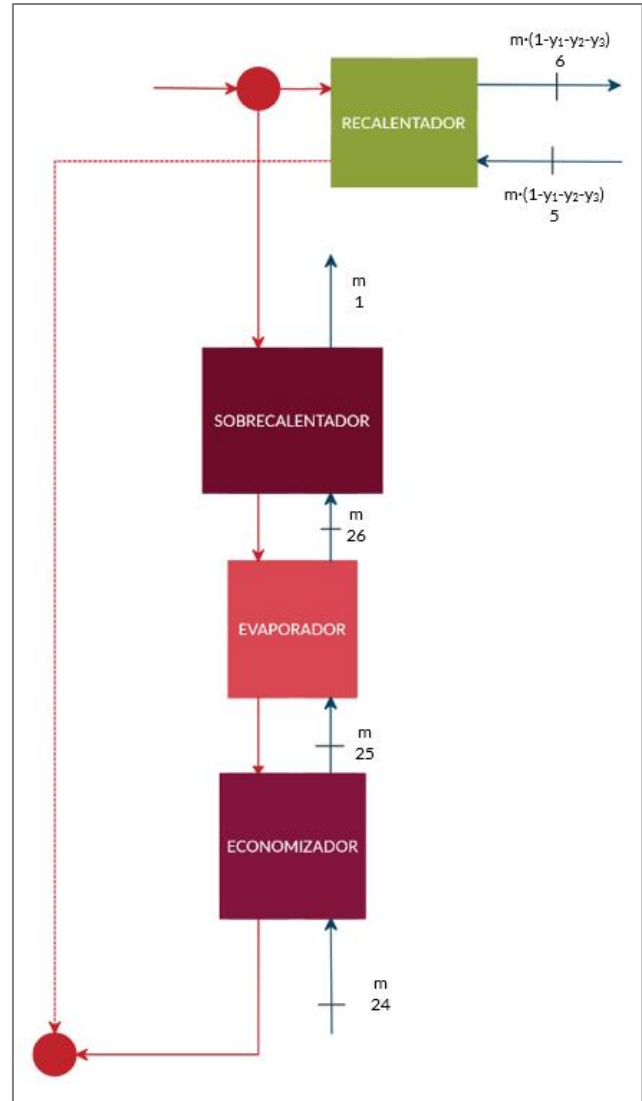


Figura 72. Tren de generación de vapor. Fuente: Elaboración propia.

9.4.4.4 Recalentador

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3) \cdot (h_6 - h_5) \quad (114)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{rec} : potencia térmica transferida en el recalentador, kW.

9.4.5 Cálculo de la masa de vapor

La masa de vapor se obtiene a partir del balance de energía global del ciclo:

$$\dot{W}_{Bruta} = (\dot{W}_{Turb-AP} + \dot{W}_{Turb-MP} + \dot{W}_{Turb-BP} - \dot{W}_{B-Cond} - \dot{W}_{B-alim}) \cdot \dot{m}_v \quad (115)$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{W}_{Bruta}}{\dot{W}_{Turb-AP} + \dot{W}_{Turb-MP} + \dot{W}_{Turb-BP} - \dot{W}_{B-Cond} - \dot{W}_{B-alim}} \quad (116)$$

9.4.6 Potencia de los equipos y rendimiento de la planta

Una vez conocido el flujo másico de vapor necesario, se puede calcular la potencia de los equipos y el rendimiento de la planta.

$$\eta_{ciclo} = \frac{\dot{W}_{Turb-AP} + \dot{W}_{Turb-MP} + \dot{W}_{Turb-BP} - \dot{W}_{B-Cond} - \dot{W}_{B-alim}}{\dot{Q}_{eco} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{sobre} + \dot{Q}_{rec}} \quad (117)$$

Por último, considerando el rendimiento del generador se calcula la potencia neta de la planta.

$$\dot{W}_{Neta} = \dot{W}_{Bruta} \cdot \eta_{gen} \quad (118)$$

Siendo:

- η_{gen} : rendimiento del generador.

9.4.7 Cálculo del flujo másico de aceite sintético por el tren de generación de vapor

A partir del flujo másico de vapor es posible calcular el flujo másico de aceite que circula por cada una de las partes del tren de generación de vapor.

El aceite sintético es calentado en el campo solar, alcanzando los 393°C, dirigiéndose al bloque de potencia. En la entrada al bloque de potencia, se bifurca en una proporción determinada, yendo una parte al conjunto de sobrecalentador, evaporador y economizador y el resto al recalentador. Una vez ha tenido el lugar el intercambio, el aceite frío saliente del recalentador se junta con el procedente del economizador, mezclándose, dando lugar a alrededor de 300°C, donde es impulsado por una bomba de nuevo al campo solar.

Se conocen los siguientes datos dados por la simulación del campo solar:

- Temperatura de entrada al bloque de potencia del aceite: 393°C.
- Flujo másico de aceite hacia el bloque de potencia: 2034.2 kg/s.

Por otra parte, se impone la siguiente condición, obtenida de la literatura, como valor habitual en centrales termosolares:

- Temperatura de salida del recalentador: 220°C.

Se plantean los balances de energía de los intercambiadores del tren de vapor por el lado del aceite sintético.

Sobrecalentador

$$\dot{Q}_{sobre} = \dot{m}_{ac-1} \cdot c_{p_{ac-m1}} \cdot (T_{ac-ent-sobre} - T_{ac-sal-sobre}) \quad (119)$$

Siendo:

- \dot{m}_{ac-1} : flujo másico de aceite que circula por sobrecalentador, evaporador y economizador, kg/s.

- cp_{ac-m1} : calor específico del aceite a la temperatura media entre la entrada y salida del sobrecalentador, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.
- $T_{ac-ent-sobre}$: temperatura de entrada al sobrecalentador del aceite, 380°C .
- $T_{ac-sal-sobre}$: temperatura de salida del sobrecalentador del aceite, $^{\circ}\text{C}$.

Evaporador

$$\dot{Q}_{eva} = \dot{m}_{ac-1} \cdot cp_{ac-m2} \cdot (T_{ac-ent-eva} - T_{ac-sal-eva}) \quad (120)$$

Siendo:

- cp_{ac-m2} : calor específico del aceite a la temperatura media entre la entrada y salida del evaporador, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.
- $T_{ac-ent-eva}$: temperatura de entrada al evaporador del aceite, $^{\circ}\text{C}$.
- $T_{ac-sal-eva}$: temperatura de salida del evaporador del aceite, $^{\circ}\text{C}$.

$$T_{ac-ent-eva} = T_{ac-sal-sobre} \quad (121)$$

Economizador

$$\dot{Q}_{eco} = \dot{m}_{ac-1} \cdot cp_{ac-m3} \cdot (T_{ac-ent-eco} - T_{ac-sal-eco}) \quad (122)$$

Siendo:

- cp_{ac-m3} : calor específico del aceite a la temperatura media entre la entrada y salida del economizador, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.
- $T_{ac-ent-eco}$: temperatura de entrada al economizador del aceite, $^{\circ}\text{C}$.
- $T_{ac-sal-eco}$: temperatura de salida del economizador del aceite, $^{\circ}\text{C}$.

$$T_{ac-ent-eco} = T_{ac-sal-eva} \quad (123)$$

Recalentador

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_{ac-2} \cdot cp_{ac-m4} \cdot (T_{ac-ent-rec} - T_{ac-sal-rec}) \quad (124)$$

Siendo:

- \dot{m}_{ac-2} : flujo másico de aceite que circula por el recalentador, kg/s .
- cp_{ac-m4} : calor específico del aceite a la temperatura media entre la entrada y salida del recalentador, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.
- $T_{ac-ent-rec}$: temperatura de entrada al recalentador del aceite, 380°C .
- $T_{ac-sal-rec}$: temperatura de salida del recalentador del aceite, 220°C .

$$T_{ac-ent-rec} = T_{ac-ent-sobre} \quad (125)$$

Se plantean las condiciones de contorno en las ecuaciones 126 y 127.

$$x_{ac} \cdot \dot{m}_{ac} = \dot{m}_{ac-2} \quad (126)$$

$$\dot{m}_{ac} = \dot{m}_{ac-1} + \dot{m}_{ac-2} \quad (127)$$

Siendo:

- x_{ac} : fracción de aceite dirigida al recalentador (0-1).
- \dot{m}_{ac} : flujo másico de aceite total, kg/s.

El proceso de cálculo es iterativo, al ir estimándose temperaturas. De esta manera se obtiene el flujo másico de aceite total requerido por el bloque de potencia.

9.5 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO

Se analiza el ciclo termodinámico mostrado en la Figura 58, obteniéndose los resultados incluidos en la Tabla 15. El desarrollo completo de los cálculos se adjunta en el Anexo C.

Tabla 15. Resultados del análisis termodinámico del bloque de potencia.

Flujo másico de vapor, \dot{m}_v	221.2
Potencia de la turbina de Alta Presión, $\dot{W}_{Turb-AP}$ (kW)	57,604
Potencia de la turbina de Media Presión, $\dot{W}_{Turb-MP}$ (kW)	69,850
Potencia de la turbina de Baja presión, $\dot{W}_{Turb-BP}$ (kW)	72,579
Potencia de la bomba de condensados, \dot{W}_{B-Cond} (kW)	3.68
Potencia de la boma de alimentación, \dot{W}_{B-alim} (kW)	28.55
Potencia térmica intercambiada en el economizador, \dot{Q}_{eco} (kW)	79,269
Potencia térmica intercambiada en el evaporador, \dot{Q}_{eva} (kW)	284,514
Potencia térmica intercambiada en el sobrecalentador, \dot{Q}_{sobre} (kW)	67,149
Potencia térmica intercambiada en el recuperador, \dot{Q}_{rec} (kW)	87,964
Potencia bruta, \dot{W}_{Bruta} (kW)	200,000.00
Potencia neta, \dot{W}_{Neta} (kW)	185,000.00
Rendimiento del ciclo, η_{ciclo}	0.3854
Fracción de aceite dirigida al recalentador, x_{ac}	0.11

La potencia obtenida, tanto bruta como neta son las esperadas, siendo el rendimiento muy cercano al estimado 0.4. El diagrama T-s del ciclo calculado, Figura C.1 es acorde al modelo planteado, por lo que se puede considerar que el análisis del ciclo termodinámico es satisfactorio. La fracción de aceite dirigida al recalentador coincide con el valor considerado habitual por la literatura, 0.1 y las temperaturas del aceite en cada punto del tren generador de vapor, Tabla C.8, también [21].

10 MODELADO DEL AEROCONDENSADOR

10.1 DATOS DE PARTIDA E HIPÓTESIS

La refrigeración de las plantas termosolares puede ser húmeda o seca, utilizando agua o aire como fluido frío, respectivamente. La localización del caso de estudio, Uarzazat es una zona árida, siendo necesaria la refrigeración por aire dada la escasez de agua de la zona en cuestión. La planta de referencia, Noor II cuenta con un condensador de tiro inducido con forma de A invertida. La Figura 73, muestra un condensador de características similares al de la planta de referencia.



Figura 73. Aerocondensador de una planta industrial. Fuente: [41].

Como se puede observar, el flujo másico de vapor procedente de la turbina se distribuye en 7 corrientes de vapor, cada una de las cuales circula de manera paralela a través del condensador entre las 6 columnas de ventiladores. Por otra parte, con el propósito de mantener el realismo en los cálculos, se opta por dividir cada una de las columnas de ventiladores en 3, esto es, considerar el condensador como 18 módulos independientes de dos ventiladores cada uno, situados en serie y en paralelo según corresponda. Por tanto, el modelado responderá a una unidad individual (un módulo), como la representada en las Figuras 74 y 75.



Figura 74. Módulo de un aerocondensador. Fuente: [41].

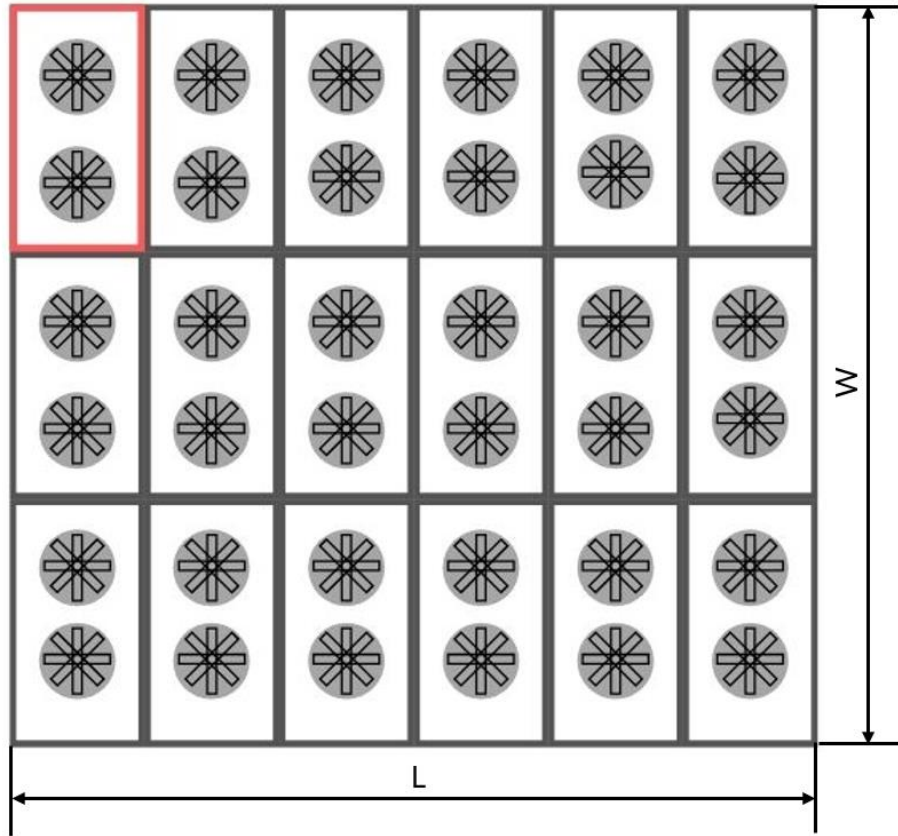


Figura 75. Representación de la división en módulos de un aercondensador. Fuente: Elaboración propia.

El vapor procedente de la salida de la turbina de baja presión circula por los tubos del condensador. A la entrada, el vapor se encuentra en estado de mezcla líquido-vapor de baja presión y temperatura. En su paso por el equipo, cede calor al fluido frío, aire, condensándose, saliendo en condiciones de líquido saturado. Las condiciones de presión y temperatura del vapor entrante y líquido saliente son conocidas por el análisis del ciclo termodinámico.

El flujo másico de mezcla líquido-vapor, a causa de las extracciones será una porción del flujo másico de vapor total:

$$\dot{m}_{v-cond} = \dot{m}_v \cdot (1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8) \quad (128)$$

Siendo:

- \dot{m}_{v-cond} : flujo másico de vapor entrante al condensador, kg/s.
- \dot{m}_v : flujo másico total de vapor del ciclo, kg/s.
- y_i : fracciones de vapor extraídas de la turbina, $i=[0, 8]$.

Se emplea aire como fluido frío, entrando a la temperatura ambiente y a la presión atmosférica correspondiente a la altitud de la localización.

$$T_{aire-ent} = T_{amb} \quad (129)$$

$$P_{aire-ent} = P_{atm-altitud} \quad (130)$$

10.2 MÉTODO DE CALCULO [24]

10.2.1 Especificaciones iniciales

Se seleccionan tubos de acero al carbono con aletas de aluminio unidas por tensión en L por su buen comportamiento en operación y precio. Se seleccionan tubos de 25.4 mm de diámetro exterior y espesor de 13 BWG.

En la Tabla 16, se muestran las características del tubo aletado seleccionado.

Tabla 16. Características de un tubo aleteado de 25.4 mm.

Características de tubos aletados de 25.4 mm de (D _e)		
	English	SI
Diámetro externo del tubo, D _e	1 in	25.4 mm
Altura de la aleta, h _f	0.625 in	15.9 mm
Diámetro exterior del tubo con aleta, D _{ef}	2.25 in	57.2 mm
Espesor medio de la aleta, e _f	0.012-0.014 in	0.305-0.356 mm
Ángulo de disposición de los tubos	Triangular (30°)	
Aletas por unidad de longitud del tubo, n _{f-m}	10 aletas/in	394 aletas/m
Distancia entre tubos (pitch), d _t	2.5 in	64 mm
A _{Tot} /L (APM)	5.58 ft ² /ft	1.7 m ² /m
A _{Tot} /A _o (AR)	21.4	
A _{Tot} /A _i (Espesor del tubo, 13 BWG)	26.3	
Espesor del tubo, 13 BWG, e _t	0.095 in	2.413 mm
Área externa de superficie por placa de tubos (APSM)		
Tres filas	80.4	
Cuatro filas	107.2	
Cinco filas	134.0	
Seis filas	160.8	
Ocho filas	214.4	

Siendo:

- APM, A_{Tot}/L: área del tubo aletado por metro de tubo, m²/m.
- AR, A_{Tot}/A_o: ratio entre el área del tubo aletado y el área exterior del tubo de 25.4 mm de diámetro exterior sin aletas.
- APSM: área exterior de transferencia por unidad de área de la cara de la placa que forma cada agrupación de tubos.

10.2.1.1 Balances de energía

Se calcula el calor intercambiado en el condensador desde la mezcla líquido-vapor al aire.

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{v-cond} \cdot (h_{vapor-sal} - h_{vapor-ent}) \quad (131)$$

Siendo:

- \dot{Q}_{cond} : Potencia térmica intercambiada en el condensador, kW.
- $h_{vapor-sal}$: entalpía específica del vapor condensado a la salida del condensador, kJ/kg.
- $h_{vapor-ent}$: entalpía específica de la mezcla líquido-vapor a la entrada del condensador, kJ/kg.

Al realizar el balance de energía del fluido caliente, la potencia térmica obtenida es cedida y, por tanto, negativa.

Por otra parte, al repartir el vapor entre las 6 columnas de ventiladores, la masa de vapor, y por tanto el calor cedido, quedará dividido entre esta razón.

$$\dot{Q}_{cond-1col} = \frac{\dot{Q}_{cond}}{6} \quad (132) \quad || \quad \dot{m}_{v-cond-1col} = \frac{\dot{m}_{v-cond}}{6} \quad (133)$$

Siendo:

- $\dot{Q}_{cond-1col}$: potencia térmica a disipar por cada columna de ventiladores (3 módulos).
- $\dot{m}_{v-cond-1col}$: flujo másico de vapor por a condensar por columna de ventilador, kg/s.

Se desconoce la temperatura de salida del aire, por lo que en una primera aproximación se estima 3°C por debajo de la temperatura de salida del fluido caliente:

$$T_{aire-sal-EST} = T_{vapor-sal} - 3^{\circ}\text{C} \quad (134)$$

Con la temperatura del aire de salida estimada, se puede calcular el flujo másico de aire necesario en una columna para la transferencia de la potencia térmica requerida.

$$\dot{m}_{aire-1col} = \frac{\dot{Q}_{cond-1col}}{c_{p_{aire-m}} \cdot (T_{aire-sal} - T_{aire-ent})} \quad (135)$$

Siendo:

- $\dot{m}_{aire-1col}$: flujo másico de aire en una columna de ventiladores, kg/s.
- $c_{p_{aire-m}}$: calor específico del aire a la temperatura media entre la entrada y la de salida, kJ/(kg·°C).

10.2.2 Diferencia de temperatura logarítmica media

La diferencia de temperatura logarítmica media se define como muestra la expresión 136.

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (136)$$

Donde para flujo cruzado, sustituyendo los gradientes de temperatura con las ecuaciones 137 y 138, la expresión de la temperatura logarítmica media queda formulada como muestra la ecuación 139.

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (137)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (138)$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}} \right)} \quad (139)$$

En el caso de estudio, la temperatura logarítmica media resultara como indica la ecuación 140.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{vapor-ent} - T_{aire-sal}) - (T_{vapor-sal} - T_{aire-ent})}{\ln \left(\frac{T_{vapor-ent} - T_{aire-sal}}{T_{vapor-sal} - T_{aire-ent}} \right)} \quad (140)$$

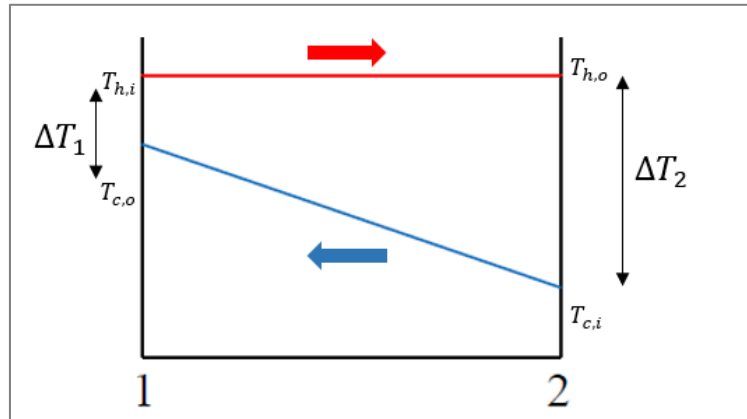


Figura 76. Diagrama de temperaturas en un intercambiador con cambio de fase del fluido caliente.
Fuente: Adaptación de [42].

10.2.3 Factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica media.

Este factor cuantifica la desviación de la diferencia de temperatura logarítmica media.

10.2.4 Estimación del coeficiente global de transferencia de calor

Se asume un coeficiente de transferencia de calor, U_D , de la literatura se obtiene que los valores típicos del coeficiente, para aire-vapor, se encuentran en el rango de 30-300 $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

10.2.5 Área de transferencia de calor requerida

El área de transferencia de calor requerida es aquella necesaria para la transferencia de la potencia térmica prescrita. El área total de todos los tubos aletados debe ser igual al área requerida para la transmisión de calor del proceso.

$$A = \frac{\dot{Q}_{cond-col}}{U_D \cdot F \cdot \Delta T_{LM}} \quad (141)$$

Siendo:

- A: área de transferencia de calor, m^2
- U_D : coeficiente global de transferencia de calor estimado, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.
- F: factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica media.
- ΔT_{LM} : diferencia media de temperatura logarítmica media, $^\circ C$.

10.2.6 Número de tubos, de filas de tubos y longitud de los tubos

En primer lugar, se calcula el área de las caras de las bandejas formadas por cada agrupación de tubos, considerando una velocidad estándar, para una columna de ventiladores. Un valor típico para la velocidad del aire es 3.05 m/s, cifra dentro del rango de 2.5-3.6 m/s, que generalmente asegura una pérdida de carga asumible para el desempeño del equipo.

$$A_{caras} = \frac{\dot{m}_{aire-1col}}{\rho_{std} \cdot v_{std}} \quad (142)$$

Siendo:

- A_{caras} : área de las caras de las bandejas formadas por los tubos para una columna, m².
- ρ_{std} : densidad del aire en condiciones estándar, 1.2 kg/m³.
- v_{std} : velocidad del aire en condiciones estándar, 3.05 m/s.

Una vez obtenidas el área necesaria para la transferencia de calor, así como el área de las caras de las bandejas de tubos, ambas considerando una columna de ventiladores, se puede calcular la ratio entre ambas:

$$R = \frac{A}{A_{caras}} \quad (143)$$

El número de filas tubos se obtiene de la Tabla 16, aproximando la ratio obtenida al APSM más cercano. Para una buena distribución del flujo de aire es recomendable que las agrupaciones de tubos sean de al menos cuatro. Se recalcula el área de la cara de las bandejas de tubos.

$$A'_{caras} = \frac{A}{APSM} \quad (144)$$

Se comprueba si la estimación de la temperatura del aire es correcta:

$$\dot{m}'_{aire-1col} = A'_{caras} \cdot \rho_{std} \cdot v_{std} \quad (145)$$

$$T_{aire-sal} = \frac{\dot{Q}_{cond-1col}}{cp_{aire-m} \cdot \dot{m}'_{aire-1col}} + T_{aire-ent} \quad (146)$$

En caso de que la solución no converja se repiten los pasos anteriores con el nuevo valor de la temperatura de salida en un proceso iterativo.

Por otra parte, al ser el condensador en forma de A invertida, el área sobre la que impacta perpendicularmente el aire, Figura 79, A'_{caras} , estará formada por dos bandejas de tubos a 60° con la horizontal, por lo que, para calcular las dimensiones de los tubos a cada lado de una columna de ventiladores debe considerarse la mitad del área calculada. Además, al estar cada columna de ventiladores dividida en 3 módulos

individuales, se considera un tercio del área de cada cara para el cálculo de las dimensiones de un único módulo.

$$A'_{caras} = A'_{cara-1} + A'_{cara-2} \quad (147)$$

$$A'_{cara-1} = A'_{cara-2} \quad (148)$$

$$A'_{1-cara-módulo} = \frac{A'_{cara-1}}{3} \quad (149)$$

La guía de diseño establece que la ratio entre ancho y el largo de un ventilador debe ser 1:3. Un módulo está compuesto por dos ventiladores.

$$A'_{1-cara-ventilador} = \frac{A'_{1-cara-módulo}}{2} \quad (150)$$

$$L_{ventilador} = 3 \cdot W_{ventilador} \quad (151)$$

La altura del condensador se puede calcular a partir de la relación trigonométrica entre la longitud de los tubos y el ángulo que forman con la horizontal, 60°, como se muestra en la Figura 79.

$$H_{condensador} = \text{sen}(60) \cdot L_{ventilador} \quad (152)$$

Siendo:

- $H_{condensador}$: altura del condensador, m.

Se pone en relieve que la altura del condensador no debe ser mayor a 15 m por propósitos de fabricación y transporte.

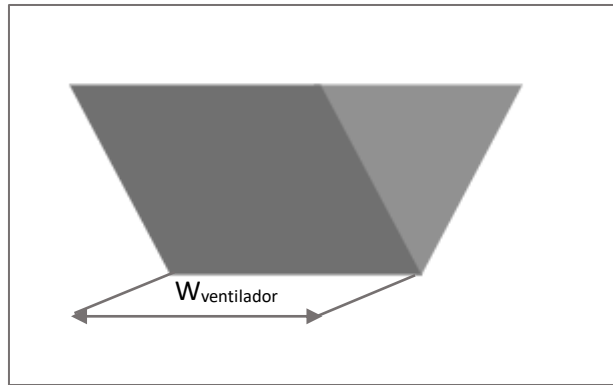


Figura 77. Ancho de un módulo. Fuente: Elaboración propia.

$$\begin{aligned} A'_{1-cara-ventilador} &= W_{ventilador} \cdot L_{ventilador} = W_{ventilador} \cdot 3 \cdot W_{ventilador} = \\ &= 3 \cdot W_{ventilador}^2 \end{aligned} \quad (153)$$

$$L_{ventilador} = L \quad (154)$$

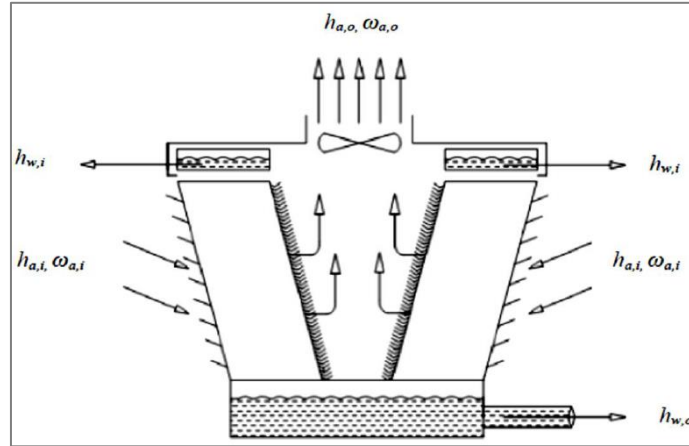


Figura 78. Flujos en un aerocóndensador. Fuente: [43].

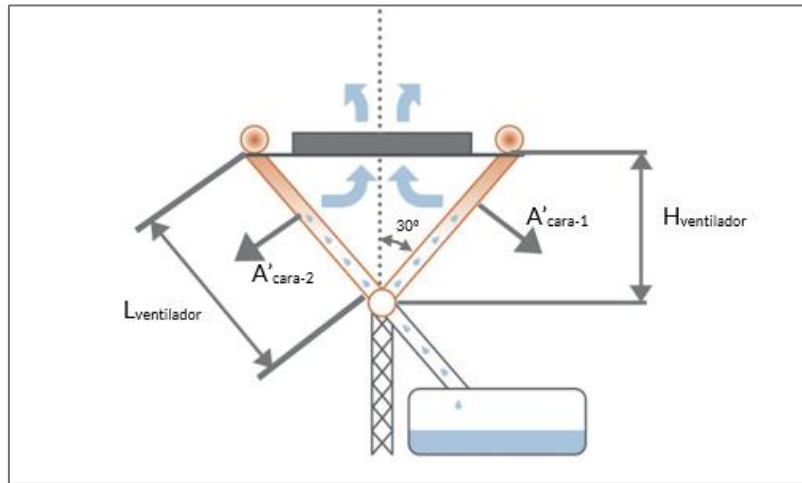


Figura 79. Geometría del aerocóndensador. Fuentes: Adaptación [41].

Siendo:

- A'_{caras} : área de las dos caras de las bandejas de tubos para una columna de ventiladores, m^2 .
- $A'_{\text{cara-}i}$: área de la cara i de la bandeja de tubos para una columna de ventiladores, $i=[1,2]$, m^2 .
- $A'_{1\text{-cara-módulo}}$: área de una de las caras de la bandeja tubos para un módulo de dos ventiladores, m^2 .
- $A'_{1\text{-cara-ventilador}}$: área de una de las caras de la bandeja tubos para un ventilador, m^2 .
- $W_{\text{ventilador}}$: ancho de la bandeja tubos para un ventilador, m.
- $L_{\text{ventilador}}$: longitud de los tubos, m.

Una vez definida la longitud de los tubos por ventilador, que será igual a la longitud de los tubos a nivel de módulo y columnas, se calcula el número de tubos necesarios a partir del área total requerida para la transferencia de calor y el área de transferencia del tubo aletado por unidad de longitud:

$$n_{t-columna} = \frac{A}{APM \cdot L} \quad (155)$$

Siendo:

- $n_{t-columna}$: número de tubos por columna de ventiladores (2 caras).

Se considera que cada módulo de ventiladores se construye de manera independiente, por lo que se calcula el número de tubos por módulo, habiendo tres módulos por columna.

$$n_{t-módulo} = \frac{n_{t-columna}}{3} \quad (156)$$

Siendo:

- $n_{t-módulo}$: número de tubos por módulo (2 caras).

Se calcula el número de tubos por módulo y cara, para determinar el número de tubos por bandeja.

$$n_{t-módulo-cara} = \frac{n_{t-módulo}}{2} \quad (157)$$

Siendo:

- $n_{t-módulo-cara}$: número de tubos por módulo (1 cara).

Una vez conocido el número total de tubos que debe haber en una cara se aproxima al entero más cercano divisible por el número de filas obtenidas. Se obtiene el número de tubos por fila de la bandeja para cada módulo de ventiladores. Se deben recalcular el número de tubos para cada nivel del aerocondensador. Se calcula de nuevo el ancho de la cara de la bandeja de tubos, considerando la distancia entre tubos (Tabla 16) y un espacio de 50.8 mm para propósitos de ensamblaje.

$$W'_{módulo} = n_{t-fila} \cdot d_t \cdot 10^{-3} + 50.8 \cdot 10^{-3} \quad (158)$$

Siendo:

- n_{t-fila} : número de tubos por fila.
- $W'_{módulo}$: ancho de una de las caras de la bandeja de tubos de un módulo, m².

La nueva área de la cara de la bandeja de tubos para cada módulo será:

$$A_{1-cara-módulo-std} = W'_{módulo} \cdot L \quad (159)$$

La nueva velocidad estándar del aire en la cara de la agrupación de tubos se calcula atendiendo a la expresión 159. Se hace notar que al ser el flujo másico de aire correspondiente a una columna de ventiladores debe considerarse el área del total de caras de una columna, hay tres módulos por columna y dos caras por módulo.

$$v_{cara-std} = \frac{\dot{m}_{aire-1col}}{\rho_{std} \cdot 3 \cdot 2 \cdot A_{1-cara-módulo-std}} \quad (160)$$

10.2.7 Número de pasos por tubo

El número de pasos por tubo de un aerocondensador de baja presión y temperatura viene determinado por la pérdida de carga admisible, ya que la densidad del vapor de baja presión produce mucha pérdida de carga a resto de variables constantes. Al aumentar el número de pasos, la pérdida de presión aumenta en mucha mayor magnitud que el coeficiente global de transferencia de calor, por lo que no compensa su incremento. Por ello en aplicaciones de condensación por medio de aire se suele emplear un bajo número de pasos por tubo, llegando a ser hasta un paso por tubo.

10.2.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor requerido

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor requerido considerando el área total de las bandejas de tubos de una columna.

$$U_{req} = \frac{\dot{Q}_{cond-1col}}{(n_{t-1col} \cdot APM \cdot L) \cdot F \cdot \Delta T_{LM}} \quad (161)$$

Siendo:

- U_{req} : coeficiente global de transferencia de calor requerido, W/(m³·°C).

10.2.9 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos (vapor)

Por el lado de los tubos circula vapor, que cambia de fase a líquido, se recurren a las correlaciones relativas a cambio de fase: condensación en película dentro de tubos horizontales.

La aplicación de la correlación indica que deben considerarse los fluidos bajo las condiciones expuestas a continuación [44].

- Propiedades del líquido a T_f .

$$T_f = \frac{T_{sat} + T_s}{2} \quad (162)$$

Siendo:

- T_f : temperatura del líquido, °C
- T_{sat} : temperatura de saturación a la presión del líquido, °C.
- T_s : temperatura de la pared interior del conducto, °C.
- Propiedades del vapor a T_{sat} .

La temperatura de la superficie interior del conducto se desconoce, por lo que se estima a 3°C por debajo de la temperatura de saturación.

$$T_s = T_{sat} - 3 \quad (163)$$

En primer lugar, se comprueba que la correlación se puede aplicar por el criterio impuesto en el número de Reynolds, debiendo ser este menor a 35,000.

$$Re_{v,t} = \left(\frac{\rho_v \cdot V_{m-v} \cdot D}{\mu_v} \right)_{entrada} \quad (164)$$

Siendo:

- V_{m-v} : velocidad media de entrada del vapor, m/s.
- D : diámetro interior de los tubos, m.
- μ_v : viscosidad dinámica del vapor en la entrada, kg/(m·s).

La velocidad de entrada del vapor se calcula mediante la aplicación de la expresión 165, considerando la densidad correspondiente a la temperatura y el título de vapor de la mezcla en la entrada del condensador.

$$V_{m-v} = \frac{\frac{\dot{m}_{v-cond}}{N_{bifurcaciones}} \cdot \left(\frac{N_{pasos por tubo}}{n_{t-columna}} \right)}{\rho_{v-ent} \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}} \quad (165)$$

Siendo:

- $N_{bifurcaciones}$: número de conductos paralelos a las columnas entre los que se distribuye el vapor.
- ρ_{v-ent} : densidad del vapor a la entrada del condensador, kg/m³.

Las propiedades denotadas con el subíndice $_v$, corresponden a estado de vapor saturado a la temperatura de saturación. Las propiedades con el subíndice $_l$, corresponden a las propiedades de líquido saturado a la temperatura T_f .

Se calcula el número de Jakov según la fórmula 166.

$$Ja = \frac{cp_l \cdot (T_{sat} - T_s)}{h_{lv}} \quad (166)$$

Siendo:

- h_{lv} : entalpía de cambio de fase líquido-vapor, kJ/kg.

Mediante la fórmula 167 se obtiene la entalpía de cambio de fase corregida.

$$h'_{lv} = h_{lv} \cdot \left(1 + \frac{3}{8} \cdot Ja \right) \quad (167)$$

Siendo:

- h'_{lv} : entalpía de cambio de fase líquido-vapor corregida, kJ/kg.

El coeficiente de convección por cambio de fase se puede obtener a partir de la correlación dada por la expresión 168.

$$\bar{h}_D = 0.555 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h'_{lv}}{\mu_l \cdot (T_{sat} - T_s) \cdot D} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (168)$$

Siendo:

- \bar{h}_D : coeficiente convectivo de cambio de fase, W/(m²·°C).
- g: gravedad, 9.807 m/s².
- k_l: conductividad, W/(m·°C).

10.2.10 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa (aire)

Por el lado de la carcasa de la carcasa circula aire, que incide sobre los tubos de manera perpendicular, por ello, las correlaciones se corresponden a flujo cruzado sobre banco de tubos. La configuración de los tubos es triangular, por tanto, escalonada [45].

Se calcula la velocidad máxima del aire, siendo la mayor entre los valores descritos en la expresión 169.

$$V_{max} = \max \left(\frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D)} \cdot V, \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V \right) \quad (169)$$

Siendo:

- V_{max}: velocidad máxima del aire, m/s.
- V: velocidad media del aire, m/s.
- S_T: separación transversal de los tubos, pitch, m.
- S_L: separación longitudinal de los tubos, pitch, m.
- S_D: separación diagonal entre los tubos, m.
- D: diámetro externo del tubo sin aletas, m.

La separación diagonal entre los tubos se calcula por trigonometría:

$$S_D = \sqrt{S_T^2 + \left(\frac{S_L}{2}\right)^2} \quad (170)$$

Se calcula el número de Reynolds para flujo externo:

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{max} \cdot D}{\mu} \quad (171)$$

Siendo:

- ρ: densidad del aire a la temperatura media, kg/m³.
- μ: viscosidad del aire a la temperatura media, kg/(m·s).

Las propiedades del fluido se calculan para la temperatura media entre la entrada y la salida del aire.

$$T_{aire-m} = \frac{T_{aire-ent} + T_{air-sal}}{2} \quad (172)$$

Se aplica la correlación de Grimison modificada para flujo externo sobre banco de tubos, para poder emplearla se deben cumplir las siguientes condiciones:

- $2,000 \leq Re < 40,000$
- $Pr > 0.7$

El número de Prandtl se calcula como indica la expresión 173.

$$Pr = \frac{\mu \cdot cp}{k} \quad (173)$$

Siendo:

- Pr: número de Prandtl.
- cp: calor específico del aire a la temperatura media, J/(kg·K).
- k: conductividad del aire a la temperatura media, W/(m·°C).
- N_L : número de tubos perpendiculares al flujo, equivalente a número de filas de tubos.

Correlación de Grimison

$$\overline{Nu}_D = 1.13 \cdot C_1 \cdot Re_{D,max}^m \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (174)$$

Siendo:

- \overline{Nu}_D : número de Nusselt.

Si el número de tubos perpendiculares al paso del fluido es menor a 10, el número de Nusselt obtenido se debe multiplicar por un segundo coeficiente, C_2 . Siendo C_1 y C_2 coeficientes tabulados.

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = C_2 \cdot \overline{Nu}_D|_{(N_L \geq 10)} \quad (175)$$

Tabla 17. Factores de correlación para banco de tubos con flujo cruzado (Flujo externo). Fuente: [45]

S_T/D								
	1.25		1.5		2		3	
S_L/D	C₁	m	C₁	m	C₁	m	C₁	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.063	0.752
1.5	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.068	0.744
2	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.6	-		-	-	-	-	0.213	0.636
0.9	-		-	-	0.446	0.571	0.401	0.581
1	-		0.497	0.558	-	-	-	-
1.125	-		-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
1.25	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570

S_T/D								
	1.25		1.5		2		3	
S_L/D	C₁	m	C₁	m	C₁	m	C₁	m
3	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

Factor de Correlación C₂									
N_L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alineado	0.64	0.80	0.87	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99
Escalonado	0.68	0.75	0.83	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

De esta manera se puede despejar el coeficiente convectivo del aire a partir de la definición del número de Nusselt.

$$\overline{Nu}_D = \frac{h \cdot D}{k} \quad (176)$$

Siendo:

- h: coeficiente convectivo del aire, W/(m²·°C).
- k: conductividad del aire a la temperatura media, W/(m·°C).

10.2.11 Eficiencia de las aletas

La eficiencia de una aleta se define como la relación entre la potencia térmica que intercambia en unas condiciones dadas y la máxima que pudiera llegar a intercambiar. Se aproxima la geometría de la aleta a anular con perfil rectangular, cuya eficiencia se puede obtener gráficamente [46].

Para entrar en la gráfica es necesario calcular previamente los siguientes parámetros característicos de la aleta.

- Radio interior de la aleta:

$$r_1 = \frac{D_e}{2} \quad (177)$$

- Radio exterior de la aleta:

$$r_2 = r_1 + h_f \quad (178)$$

- Radio externo de la aleta corregido:

$$r_{2c} = r_2 + \frac{e_f}{2} \quad (179)$$

- Longitud de la aleta corregida:

$$L_c = h_f + \frac{e_f}{2} \quad (180)$$

- Área del perfil de la aleta corregida:

$$A_p = L_c \cdot e_f \quad (181)$$

Con estos valores se calculan los factores de entrada a la gráfica mostrada en la Figura 80.

$$\text{Relación entre radios} = \frac{r_2}{r_1} \quad (182)$$

$$F_p = L_c^{\frac{3}{2}} \cdot \left(\frac{h}{k \cdot A_p} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (183)$$

Siendo:

- k: conductividad del material de la aleta, W/(m·°C).

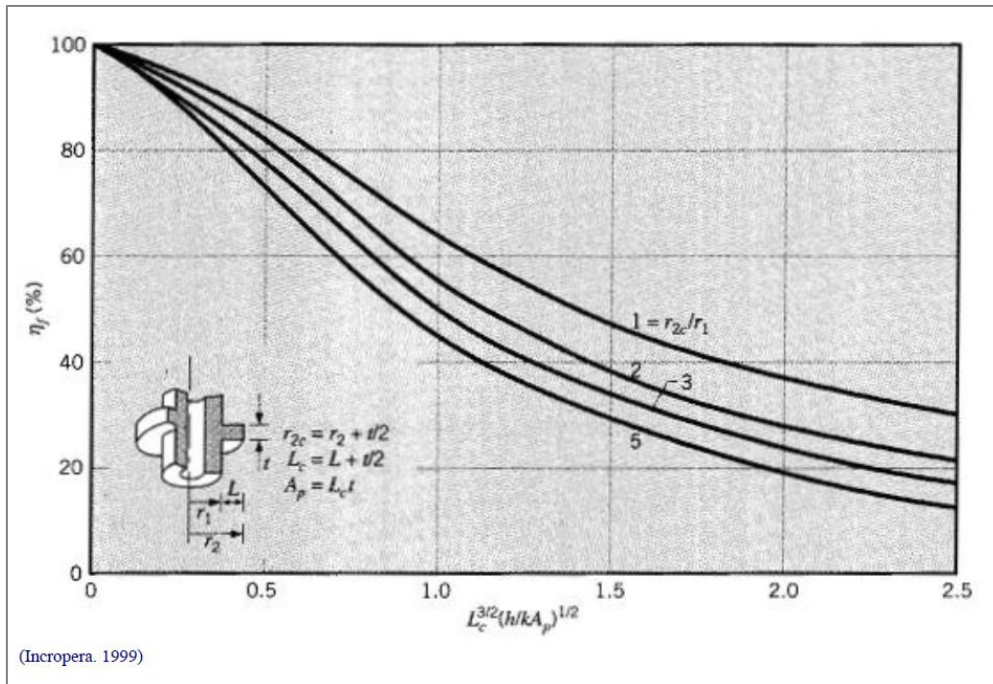


Figura 80. Eficiencia de una aleta anular de perfil rectangular. Fuente: [46].

Una vez obtenida la eficiencia de la aleta (η_f), se puede calcular la eficiencia de la superficie aleteada.

- Área de las caras circulares del total de aletas:

$$A_{\text{aletas}} = 2 \cdot \pi \cdot N_f \cdot (r_{2c}^2 - r_1^2) \quad (184)$$

- Área del tubo libre de aletas:

$$A_{\text{sin aletas}} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot (L - N_f \cdot e_f) \quad (185)$$

- Ratio superficie aletas y superficie total:

$$Ratio_{aletas/total} = \frac{A_{aletas}}{A_{aletas} + A_{sin aletas}} \quad (186)$$

- Ratio superficie tubo libre de aletas y superficie total:

$$Ratio_{sin aletas/total} = \frac{A_{sin aletas}}{A_{aletas} + A_{sin aletas}} \quad (187)$$

- Eficiencia de la superficie aleteada:

$$\eta_w = Ratio_{sin aletas/total} + \eta_f \cdot Ratio_{aletas/total} \quad (188)$$

10.2.12 Factores de corrección de la temperatura de la pared y la viscosidad

Se distinguen el lado de los tubos y el de la carcasa. Por el lado de la carcasa, al circular un gas, aire, no es necesario calcular el factor de corrección de la viscosidad. Por el lado de los tubos, al tratarse de vapor la literatura establece que el factor de corrección de la viscosidad es 1 [47].

10.2.13 Coeficiente global de transferencia de calor (sin incluir ensuciamiento)

El coeficiente global de transferencia de calor es un indicativo de como de eficazmente se transmite el calor a través de uno o varios medios. Estos medios disipan parte de la potencia térmica transportada, siendo esto representado por sus resistencias térmicas. Así pues, el coeficiente global de transferencia de calor se define a partir de las resistencias térmicas que encuentra el fluido a su paso.

$$U = \frac{1}{R_{t-TOTAL}} \quad (189)$$

Siendo:

- U: coeficiente global de transferencia de calor, W/(m²·°C)
- R_{t-TOTAL}: resistencia térmica total, (m²·°C)/W.

El circuito térmico a recorrer en el caso del aerocondensador se muestra en la Figura 81.

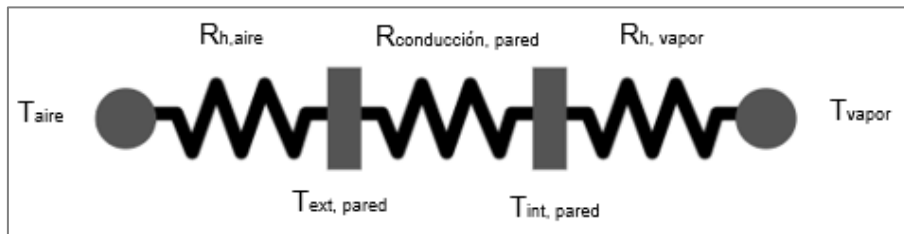


Figura 81. Circuito térmico (sin resistencias de ensuciamiento). Fuente: Elaboración propia.

Sin considerar las resistencias térmicas de ensuciamiento, el coeficiente global de transferencia de calor para el circuito resultante se expresa como indica la ecuación 190.

$$U_C = \left(\frac{(A_{Tot}/A_i)}{h_i} + \frac{APM \cdot \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k} + \frac{1}{\eta_w \cdot h_o} \right)^{-1} \quad (190)$$

Siendo:

- A_{Tot}/A_i : relación área del tubo aletado/área interior del tubo, Tabla 16.
- h_i : coeficiente convectivo del fluido del lado de los tubos, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.
- k : conductividad del material del tubo, $W/(m \cdot ^\circ C)$.
- h_o : coeficiente convectivo del fluido del lado de la carcasa, $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$.

El coeficiente global de transferencia de calor obtenido (U_C) debe ser mayor que el requerido (U_{req}), calculado en el punto 10.2.8. En caso de ser inferior habría que cambiar la configuración del intercambiador.

10.2.14 Resistencias por ensuciamiento

La resistencia térmica por ensuciamiento se determina según la expresión 191.

$$R_D = R_{Di} \cdot \left(\frac{A_{Tot}}{A_i} \right) + \frac{R_{Do}}{\eta_w} \quad (191)$$

Siendo:

- R_D : resistencia térmica total por ensuciamiento, $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$.
- R_{Di} : resistencia térmica de ensuciamiento por el lado de los tubos, $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$.
- R_{Do} : resistencia térmica de ensuciamiento por el lado de la carcasa, $(m^2 \cdot ^\circ C)/W$.

10.2.15 Coeficiente global de transferencia de calor de diseño

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor considerando las resistencias térmicas de ensuciamiento. Respondiendo el coeficiente a calcular al circuito térmico representado en la Figura 82.

$$U_{DD} = \left(\frac{1}{U_C} + R_D \right)^{-1} \quad (192)$$

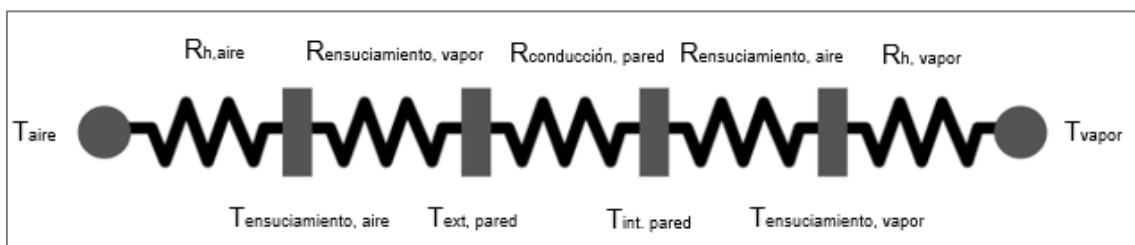


Figura 82. Circuito térmico (con ensuciamiento). Fuente: Elaboración propia.

Si el coeficiente global de transferencia de calor de diseño (U_{DD}) es superior al requerido (U_{req}) el intercambiador de calor será térmicamente factible.

10.2.16 Over-Surface y Over-Design

El concepto *Over-Surface* es una medida de la seguridad incorporada en el diseño del intercambiador a través del factor de ensuciamiento y el uso de equipamientos estándar. El concepto *Over-Design* indica el margen de seguridad incorporado al intercambiador mediante el sobredimensionamiento del área de transferencia para compensar las resistencias de ensuciamiento. La comparación de ambos visibiliza el peso del ensuciamiento en el intercambiador.

$$Over - Surface (\%) = \left(\frac{U_c}{U_{req}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (193)$$

$$Over - Design (\%) = \left(\frac{U_{DD}}{U_{req}} - 1 \right) \cdot 100 \quad (194)$$

Valores típicos para el *Over-Surface* están entre el 20-40%, nunca mayores, en el caso del *Over-Design*, los valores típicos son de un 10% o menos.

10.2.17 Pérdida de carga en el lado de los tubos

La determinación de la pérdida de carga en el condensador cuando existe cambio de fase es un proceso complicado a causa de los cambios constantes en la velocidad y la densidad conforme el fluido va condensando. Los factores que influyen en la pérdida de carga en un aerocondensador son:

- Entradas y salidas de las tubuladuras del equipo.
- Fricción de las dos fases.
- Diferencia de cota entre entrada y salida de los tubos.
- Variación del momento: resulta en una ganancia de presión dado que el vapor se desacelera y su gasto másico disminuye conforme tiene lugar la condensación. Se suele despreciar a menos que el condensador opere en condiciones en vacío.

10.2.18 Pérdida de carga en el lado del aire.

El cálculo de la pérdida de presión del aire se obtiene a partir de la aplicación de las correlaciones de flujo externo. La resistencia al paso de un fluido en un banco de tubos con flujo cruzado y escalonados se define como indica la ecuación 195.

$$\Delta P = N_L \cdot \chi \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{max}^2}{2} \right) \cdot f \quad (195)$$

Siendo:

- ΔP : pérdida de carga, Pa.
- χ : factor de correlación.
- ρ : densidad del aire a la temperatura media entre entrada y salida, kg/m³.
- V_{max} : velocidad máxima del aire, m/s (punto 10.2.10).
- f : factor de fricción.

El factor de fricción y el factor de correlación se obtienen de manera gráfica a partir del número de Reynolds máximo y relaciones geométricas de la disposición de los tubos.

$$P_T = \frac{S_T}{D} \quad (196) \quad || \quad P_L = \frac{S_L}{D} \quad (197)$$

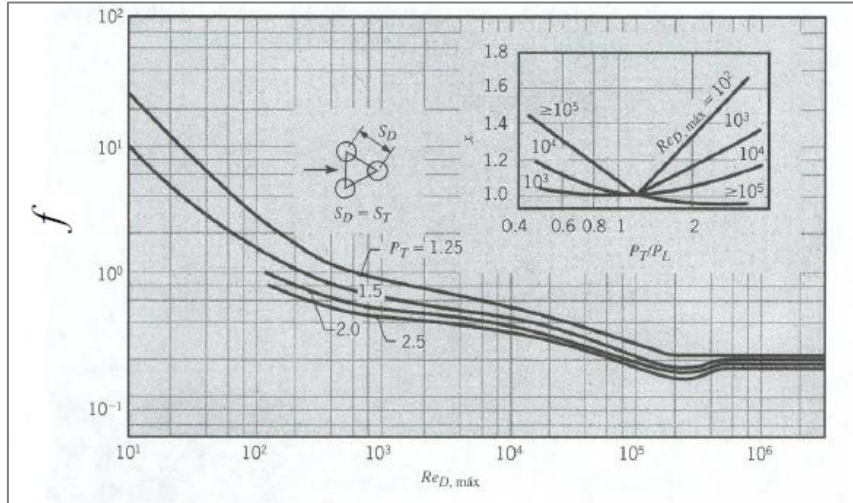


Figura 83. Factor de fricción y factor de correlación para banco de tubos en flujo cruzado. Fuente: [45].

10.2.19 Dimensionamiento del ventilador

La guía de diseño establece que el área del ventilador debe cubrir al menos un 40% del área de los tubos para el caso de un intercambiador de calor por aire convencional. El aerocondensador, tiene forma de A invertida, por lo que se debe calcular el área del lado sobre el que se coloca el ventilador.

$$A_{transv} = 2 \cdot \text{sen}(30) \cdot L \cdot W'_{\text{módulo}} \quad (198)$$

Siendo:

- A_{transv} : área de la cara de un módulo de aerocondensador sobre la que se apoyan los ventiladores, m^2 .

El área de un ventilador corresponde al área de un círculo.

$$A_{vent} = \pi \cdot \frac{D_{vent}^2}{4} \quad (199)$$

Siendo:

- A_{vent} : área un ventilador, m^2 .
- D_{vent} : diámetro de un ventilador, m.

Aplicando la condición del 40% del área se puede obtener el diámetro mínimo del ventilador, considerando que por cada módulo hay dos ventiladores.

$$0.4 \cdot A_{transv} \leq 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{vent}^2}{4} \quad (200)$$

10.2.20 Dimensionamiento del motor

Se calcula la potencia necesaria a suministrar el motor para la aplicación requerida. En primer lugar, es necesario calcular el flujo volumétrico de aire circulante por un ventilador. Cada columna consta de tres módulos de 2 ventiladores.

$$\dot{V}_{vent} = \frac{(\dot{m}_{aire-col}/6)}{\rho_{vs}} \quad (201)$$

Siendo:

- \dot{V}_{vent} : flujo volumétrico de aire por un ventilador, m³/s.
- ρ_{vs} : densidad del aire a la salida del aerocondensador, kg/m³.

$$\Delta P_{Total-vent} = P_{estática-ventilador} + P_{cinética-ventilador} \quad (202)$$

$$P_{cinética-ventilador} = \frac{\alpha_{vs} \cdot \rho_{vs} \cdot V_{vs}^2}{2} \quad (203)$$

$$V_{vs} = \frac{\dot{V}_{vent}}{\pi \cdot \frac{D_{vs}^2}{4}} \quad (204)$$

Para aerocondensadores de tiro inducido, la presión estática es igual a la caída de presión en el lado del aire.

$$P_{estática-ventilador} = \Delta P_{aire} \quad (205)$$

Siendo:

- α_{vs} : factor de corrección de la energía cinética.
- V_{vs} : velocidad del aire a la salida del aerocondensador, m/s.
- D_{vs} : diámetro del ventilador, m.
- ΔP_{aire} : caída de presión en el lado del aire, Pa.

La potencia de un ventilador se calcula considerando el rendimiento del ventilador.

$$\dot{W}_{vent} = \frac{\Delta P_{Total-vent} \cdot \dot{V}_{vent}}{\eta_{vent}} \quad (206)$$

Siendo:

- \dot{W}_{vent} : potencia del ventilador, W.
- η_{vent} : rendimiento del ventilador.

Por último, se puede calcular la potencia del motor necesaria con la fórmula 207.

$$\dot{W}_{motor} = \frac{\dot{W}_{vent}}{\eta_{red}} \quad (207)$$

Siendo:

- \dot{W}_{motor} : potencia del motor, W.
- η_{red} : rendimiento de la reductora.

Con este proceso el aerocondensador quedaría definido a nivel de requerimientos de potencia y a nivel geométrico. Se recalcula el rendimiento del ciclo considerando la energía consumida por los ventiladores.

$$\eta' = \frac{\dot{W}_{Turb-AP} + \dot{W}_{Turb-MP} + \dot{W}_{Turb-BP} - \dot{W}_{B-Cond} - \dot{W}_{B-alim} - \dot{W}_{motores-AC}}{\dot{Q}_{eco} + \dot{Q}_{eva} + \dot{Q}_{sobre} + \dot{Q}_{rec}} \quad (208)$$

$$\dot{W}_{motores-AC} = N_{vent} \cdot \dot{W}_{motor} \quad (209)$$

Siendo:

- N_{vent} : número de ventiladores, 36.

Las dimensiones totales del aerocondensador modelado y el área requerida a partir de los cálculos previos. La disposición de las medidas se indica en la Figura 75.

$$W_{AC} = W'_{módulo} \cdot 3 \quad (210)$$

$$L_{AC} = 2 \cdot L \cdot \text{sen}(30) \cdot 6 \quad (211)$$

$$H_{AC} = H_{condensador} \quad (212)$$

$$A_{AC} = W_{AC} \cdot L_{AC} \quad (213)$$

Siendo:

- W_{AC} : profundidad del aerocondensador, m.
- L_{AC} : ancho del aerocondensador, m
- H_{AC} : altura del aerocondensador, m.
- A_{AC} : área del emplazamiento del aerocondensador, m².

10.3 RESULTADOS DE LA APLICACIÓN AL CASO DE ESTUDIO

Se valoran los resultados obtenidos a partir del proceso de cálculo del punto 10.2 para el modelado del aerocondensador. En este caso no hay referencia para valorar la validez de los cálculos. El desarrollo completo de los cálculos se adjunta en el Anexo D.

Tabla 18. Resultados del modelado del aerocondensador.

No. Columnas	6
No. Módulos	18
No. Ventiladores	36
No. filas de tubos	8
No. tubos por fila de módulo, $n_{t-módulo}$	179
No. tubos totales	51,552
Longitud de los tubos, L (m)	17.06
No. Pasos por tubo	1

No. Ventiladores/módulo		2
Diámetro del ventilador, D_{vent} (m)		7.07
Flujo másico de aire por columna de ventiladores, $\dot{m}_{aire-1col}$ (kg/s)		4,875
Flujo másico de aire total, \dot{m}_{aire} (kg/s)		29,250
Temperatura de salida del aire, $T_{aire-sal}$ (°C)		42.82
Velocidad del aire por una cara de la bandeja de tubos, V_m (m/s)		4.19
Pérdida de carga en el lado del aire, $\Delta P_{Total-vent}$ (Pa)		66.8
Potencia de un ventilador, W_{motor} (kW)		411.98
Potencia total de los ventiladores (kW)		14,831
Coeficientes de transferencia de calor ($W/(m^2 \cdot ^\circ C)$)	Tubos (vapor), h_D	1,942
	Carcasa (Aire), h_{aire}	80.92
	Global, U_{DD}	32.91
Pérdida de carga en el lado del vapor (Pa)		0
Temperatura logarítmica media, ΔT_{LM} (°C)		7.08
Over-Surface (%)		10.1
Over-Design (%)		9.55
Ancho de un módulo, $W'_{módulo}$ (m)		11.51
Longitud de un módulo, $L_{módulo}$ (m)		17.06
Altura de un módulo, $H_{módulo}$ (m)		14.77
Ancho del aerocondensador, W_{AC} (m)		34.52
Longitud del aerocondensador, L_{AC} (m)		102.3
Altura del aerocondensador, H_{AC} (m)		14.77
Área del aerocondensador, A_{AC} (m ²)		3,533
Rendimiento del ciclo con aerocondensador, η'_{ciclo}		0.3569

Las dimensiones obtenidas son razonables con respecto a equipos del mismo propósito reales. Los coeficientes convectivos calculados son del orden de lo esperado y la temperatura de salida está por debajo de la de entrada del vapor por lo que es un resultado posible. La disminución del rendimiento del ciclo de potencia al incluir los ventiladores, un 7.42% está dentro de lo habitual en plantas de refrigeración seca, siendo lo común una bajada del rendimiento de entre un 5-10%. El sobredimensionamiento de la superficie (*Over-Surface*) se encuentra por debajo de los valores típicos, sin embargo, esto puede ser debido al poco peso de la resistencia de ensuciamiento del vapor. Los resultados son acordes a la realidad por lo que se puede considerar que el proceso de cálculo es válido.

11 ESTUDIO ECONÓMICO

En el siguiente apartado se va a analizar la viabilidad del proyecto en términos económicos, a partir de una estimación de la inversión inicial y la producción eléctrica anual obtenida mediante la simulación por el software SAM.

11.1 VIABILIDAD DEL PROYECTO

11.1.1 Inversión inicial

El software SAM divide los costes de inversión en directos e indirectos, siendo los primeros los relativos a la construcción y equipos y los segundos a los gastos de desarrollo por el EPC y el promotor.

11.1.1.1 Costes capitales directos:

Representan la inversión inicial en cuanto a equipos (manufactura, montaje, transporte...), así como a preparación del terreno, sistema eléctrico, sistema de control, etc. La Tabla 19 muestra el precio por unidad correspondiente para cada una de las partidas de los costes directos.

Tabla 19. Costes de inversión por unidad (\$/m²)/(\$/kWh). Fuente: SAM.

COSTES CAPITALES DIRECTOS	
Preparación del terreno (USD/m²)	25
Campo solar (\$/m²)	150
Sistema HTF (\$/m²)	60
Sistema de almacenamiento (\$/kWh_t)	62
Bloque de potencia (\$/kWh_e)	910
Sistemas auxiliares (\$/kWh_e)	90

A continuación, se detallan los conceptos incluidos en cada una de las partidas [21].

- Preparación del terreno:
Movimiento de tierras. Esta partida incluye todos los costes relacionados con la preparación del terreno para la construcción: eliminar capas vegetales del terreno, nivelación o inclinación del terreno, muros de contención, creación o modificación de caminos de acceso, etc.
- Campo solar:
Todo lo relacionado con el montaje y compra de equipos. Esta partida incluye los pilotes y manufactura de los lazos.
- Sistema HTF:
Incluye los costes tanto de compra como de montaje de las bombas, tuberías, aislamiento, fluido térmico, cableado, sistema de control y sistemas auxiliares del campo solar.
- Sistema de almacenamiento:
Contabiliza todos los elementos relacionados con el almacenamiento: intercambiador de calor, sales fundidas, bombas, tanques y sistemas auxiliares.
- Bloque de potencia:
Tiene en cuenta tanto la adquisición como montaje de los equipos (turbina, válvulas, bombas, tuberías, precalentadores...) del bloque de potencia y la obra civil requerida (cimentaciones de los equipos, edificios...).

- **Sistemas auxiliares:**
Incluye los costes dados por sistemas adicionales requeridos por la planta (sistema contraincendios, bombas de recirculación, sistemas de refrigeración de los equipos...).

Por último, se incluye sobre los costes capitales directos un porcentaje, llamado de contingencia, reservado para hacer frente a gastos imprevistos fuera del presupuesto inicial dado por las partidas previamente expuestas.

11.1.1.2 Costes capitales indirectos

Engloba los gastos relacionados con el diseño y construcción del proyecto. Incluye los siguientes costes:

- Costes de ingeniería (conceptual, básica y de detalle).
- Permisos.
- Costes de EPC.
- Costes de adquisición del terreno.
- Financiación.

11.1.1.3 Impuestos

Considera los gastos derivados de la paga de impuestos con respecto a los costes directos.

11.1.1.4 Inversión inicial para el caso de estudio

Los valores resultantes con respecto a la inversión inicial se resumen en la Tabla 20. Se han llevado a cabo las siguientes premisas extraídas de la literatura:

- Contingencia: 7% sobre los costes capitales directos.
- Costes de desarrollo del proyecto y construcción: 19.5% sobre los costes capitales directos.
- Coste total del terreno: 2% sobre los costes capitales directos.
- Impuestos: se dejan los valores por defecto al no encontrar información, un 5% sobre el 80% de los costes capitales directos.

Tabla 20. Coste de inversión del caso de estudio.

Costes capitales directos	\$ 871,262,480.00
Preparación del terreno	\$ 45,560,000.00
Campo solar	\$ 273,360,000.00
Sistema HTF	\$ 109,344,000.00
Sistema de almacenamiento	\$ 186,000,000.00
Bloque de potencia	\$ 182,000,000.00
Sistemas auxiliares	\$ 18,000,000.00
Contingencias	\$ 56,998,480.00
Costes capitales indirectos	\$ 187,321,426.00
Desarrollo y construcción	\$ 169,896,176.00
Terreno	\$ 17,425,250.00
Impuestos	\$ 34,850,500.00
TOTAL	\$ 1,093,434,406.00

La Figura 84 muestra la distribución de los costes entre las partidas.

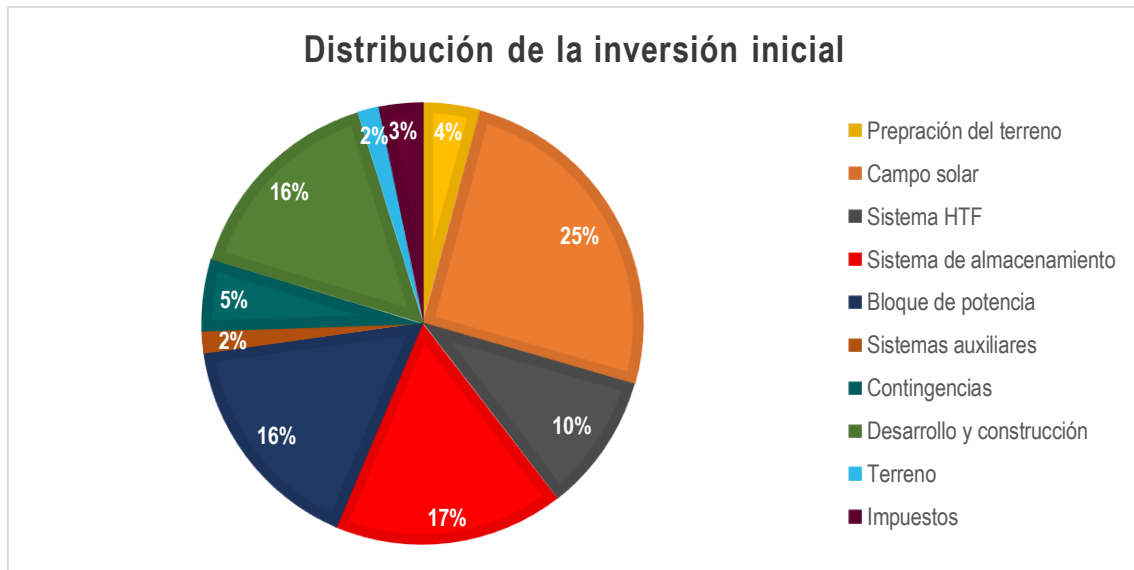


Figura 84. Distribución de la inversión inicial entre partidas. Fuente: Elaboración propia.

11.1.2 Costes de operación y mantenimiento

Corresponden a aquellos costes fijos derivados del funcionamiento diario de la planta, personal, reemplazos, mantenimiento, etc.

11.1.2.1 Costes de operación y mantenimiento

Se ha extraído de la literatura unos gastos de O&M para el año 2019 en Marruecos, para una planta termosolar de canales cilindro-parabólicos de 0.13 ¢/kWh [49].

Considerando una producción anual estimada de 669.4941 GWh_e, obtenida mediante la simulación, los costes de O&M anuales resultan en \$ 870,342.33.

Tabla 21. Costes de operación y mantenimiento. Fuente: [48].

Costes de operación y mantenimiento anuales	\$ 870,342.33
--	----------------------

11.2 INDICADORES ECONÓMICOS

11.2.1 LCOE

Este indicador es señal de la competitividad de la tecnología. Valora cuánto cuesta producir una unidad de energía a partir de la inversión inicial y los gastos de operación y mantenimiento a lo largo de su vida útil.

$$LCOE = \frac{I_0 + \sum_{t=1}^N \frac{C_{O\&M}}{(1+k)^t}}{\sum_{t=1}^N \frac{E_{Gen}}{(1+k)^t}} \quad (214)$$

Siendo:

- LCOE: *Levelized Cost of Energy*, \$/kWh.
- I_0 : inversión inicial, t=0, \$.
- $C_{O\&M}$: costes de operación y mantenimiento en el año t, \$/año.

- N: vida útil de la planta, años.
- k: tasa de descuento.
- E_{Gen} : energía generada en el año t, kWh.

Para el caso de estudio se toma una tasa de descuento de un 7.5% y una vida útil de 25 años [49]. La producción eléctrica de la planta es de 669.4941 GWh_e anuales, distribuidos mensualmente como se muestra en la Figura 85.

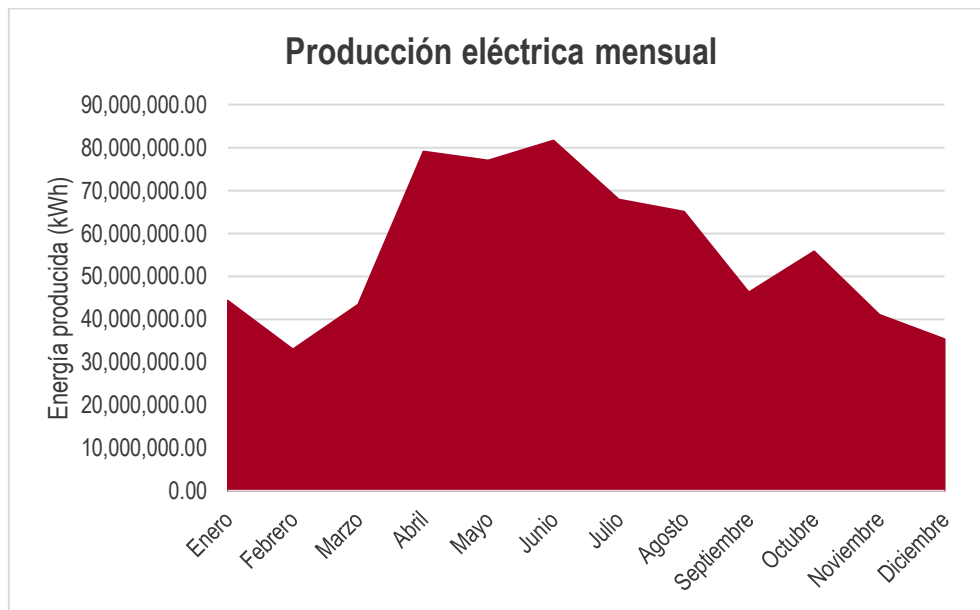


Figura 85. Generación eléctrica mensual del caso de estudio. Fuente: Elaboración propia.

El LCOE resulta en la expresión siguiente:

$$LCOE = \frac{1,093,434,406.00 + \sum_{t=1}^{25} \frac{870,342.33}{(1 + 0.075)^t}}{\sum_{t=1}^{25} \frac{669,494,100.00}{(1 + 0.075)^t}} = 0.147 \text{ \$/kWh}$$

Por tanto, para que la planta sea rentable, el precio de venta del kWh debe ser superior al determinado por el LCOE.

11.2.2 Valor Actual Neto (VAN)

El Valor Actual Neto indica la rentabilidad de una inversión comparando el desembolso inicial con los beneficios futuros esperados para un horizonte temporal determinado. Esto es, traer los flujos de caja futuros al presente devaluándolos mediante una tasa de descuento. El VAN obtenido clasifica las inversiones de la siguiente manera:

- VAN > 0: los flujos de caja esperados actualizados superan la inversión inicial, por tanto, se obtendrán beneficios.
- VAN = 0: La inversión no genera ni pérdidas ni ganancias.

- $VAN < 0$: los flujos de caja esperados actualizados no superan la inversión inicial, el proyecto conlleva pérdidas.

$$VAN = -I_0 + \sum_{t=1}^N \frac{F_t}{(1+k)^t} \quad (215)$$

Siendo:

- F_t : flujos de caja esperados para el año t .

Para la aplicación del criterio del VAN al caso de estudio se aplican las mismas consideraciones en cuanto a tasa de descuento y vida útil que para la obtención del LCOE, esto es un 7.5% y 25 años. Por otra parte, para la estimación de los flujos de caja futuros, dada la variabilidad del mercado eléctrico, se asume el peor de los casos a nivel de rentabilidad, esto es, vender toda la energía generada al precio de producción, 0.147 \$/kWh, considerando que la diferencia entre el precio medio del kWh en el mercado y el LCOE es cubierto mediante primas o subvenciones estatales. Se consideran como flujos salientes los gastos anuales derivados de la operación y mantenimiento de la planta.

$$VAN = 1,093,434,406.00 + \sum_{t=1}^{25} \frac{-870,342.33 + 0.147 \cdot 669,494,100.00}{(1 + 0.075)^t} = \$ 727,624.41$$

El VAN obtenido es positivo por lo que la inversión es rentable.

11.2.3 Tasa Interna de Retorno (TIR)

Este indicador económico se relaciona con el VAN al indicar la tasa de descuento que hace que éste sea cero, es decir, cuando deja de producir beneficios. La interpretación del TIR es como sigue:

- $TIR > k$: el proyecto supone una rentabilidad mayor que la exigida.
- $TIR = k$: el proyecto no es ni rentable, ni no rentable.
- $TIR < k$: el proyecto no es rentable.

$$0 = -I_0 + \sum_{t=1}^N \frac{F_t}{(1 + TIR)^t} \quad (216)$$

Se aplican las mismas consideraciones que para el cálculo del VAN, con respecto a los flujos de caja y la vida útil de la planta.

$$0 = 1,093,434,406.00 + \sum_{t=1}^{25} \frac{-870,342.33 + 0.147 \cdot 669,494,100.00}{(1 + TIR)^t}$$

$$TIR = 0.07508$$

La tasa interna de retorno obtenida es superior a la tasa de descuento establecida por lo que la inversión es rentable, pero siendo su valor tan parecido a la tasa de descuento, no es un indicador fiable.

11.2.4 Pay-back

El plazo de recuperación o Pay-back es definido como el tiempo que debe transcurrir para la recuperación de la inversión inicial sin considerar la devaluación del dinero futuro. Para la aplicación al caso de estudio, se consideran flujos de caja fijos dados por la diferencia entre los ingresos generados por la venta de energía al precio de producción y los costes fijos de operación y mantenimiento.

$$I_o = PB \cdot F_t \quad (217)$$

Siendo:

- PB: plazo de recuperación, años.

$$1,093,434,406.00 = PB \cdot (-870,342.33 + 0.147 \cdot 669,494,100.00)$$

$$PB = 11.14 \text{ años}$$

11.3 VALORACIÓN DEL ESTUDIO ECONÓMICO

En este apartado se van a evaluar los valores obtenidos correspondientes a la inversión inicial, así como a los indicadores económicos.

En primer lugar, el coste capital de la planta por unidad de potencia producida resulta en 5,910.46 \$/kW, estando dentro de los márgenes esperados dada la evolución de la tecnología y la reducción de costes resultante de la escala de la planta, Figura 86. La inversión inicial de la planta real Noor II, según la información consultada, ascendió a 1,100 mill.\$ [56], por lo que el valor calculado 1,093 mill.\$ es una estimación razonable para la obtención de los indicadores económicos.

Por otra parte, el LCOE obtenido 0.147 \$/kWh, está por debajo de los valores medios de 2019 provistos por IRENA, Figura 87, alrededor de 0.22 \$/kWh. Sin embargo, se encuentra muy cerca del LCOE de la planta de referencia, Noor II, con un valor de 0.14 \$/kWh, esta diferencia se puede deber a diferencias en los parámetros económicos aplicados en la simulación con respecto a la realidad (tasa de descuento, coste de EPC, impuestos), a la estimación de los costes de operación y mantenimiento, que son de naturaleza variable con el tiempo y se han tomado como proporcionales a la producción, así como por discrepancias en los parámetros técnicos introducidos (menor coste del terreno, sales fundidas más baratas...).

Con respecto a los indicadores económicos, todos señalan que la inversión es rentable. Es importante resaltar que todos los indicadores se han calculado para el peor de los casos, esto es, la venta de energía al precio de producción.

En el caso del VAN se espera una rentabilidad de la inversión de 727.6 mill\$, considerando la venta de energía al mínimo precio rentable, por lo que es de predecible que el beneficio sea superior.

El plazo de recuperación es un índice de poca precisión ya que no considera los beneficios generados tras la recuperación de la inversión. A pesar de ello, el valor obtenido responde a un periodo inferior a la mitad de la vida útil de la planta, por lo que se puede considerar un plazo razonable para la inversión.



Figura 86. Costes de inversión según capacidad, tipo de colector y horas de almacenamiento. Fuente: [48].

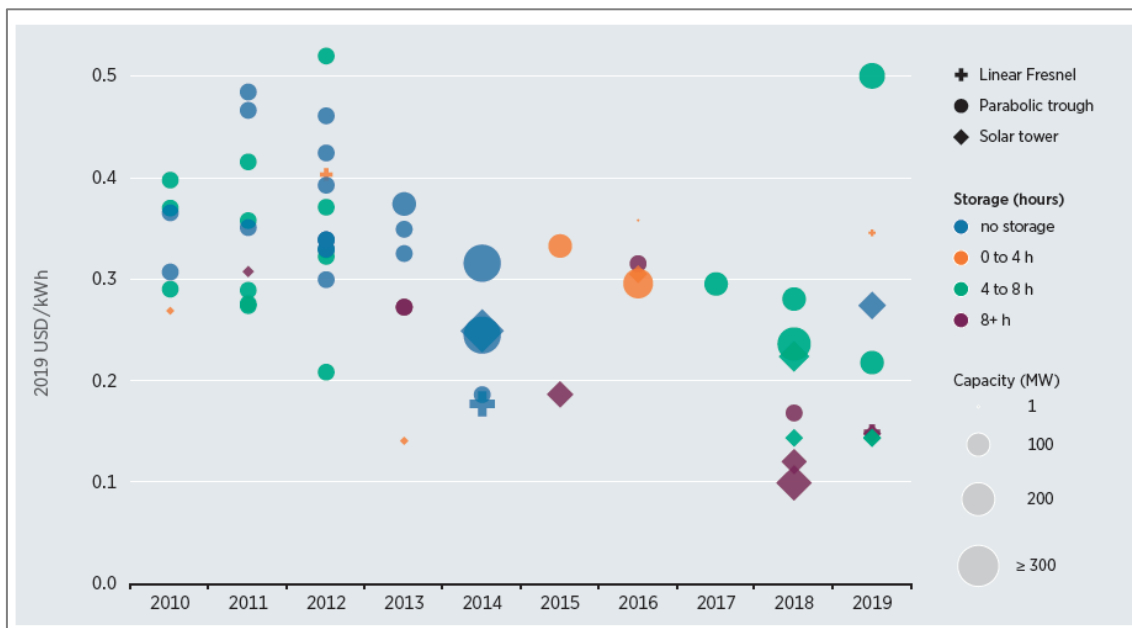


Figura 87. LCOE según capacidad, tipo de colector y horas de almacenamiento. Fuente: [48].

Por tanto, las plantas solares de concentración son buenas inversiones a largo plazo con una mejora en la rentabilidad en los años venideros conforme se vayan reduciendo los costes de inversión inicial. En cuanto a la competitividad de la energía producida, el LCOE obtenido muestra que se encuentra por encima que el equivalente para el resto de tecnologías, tanto fósiles como otras renovables, Tabla 22, por lo que hasta que tenga lugar la reducción de costes, los proyectos termosolares deberán desarrollarse en países con marcos gubernamentales favorables, ya sea mediante primas o subvenciones, a fin de poder competir en el mercado.

Tabla 22. LCOE resto de tecnologías. Fuente: Base de datos de IRENA, [50].

	LCOE (\$/kWh)
Solar FV	0.07
Solar térmica con almacenamiento	0.18
Eólica	0.05
Nuclear	0.15
Carbón	0.10
Ciclo combinado	0.06

Es de esperar una progresiva reducción de coste por economías de escala, optimización de los procesos productivos de los componentes y avances tecnológicos, lo que, unido a ser la única tecnología renovable con capacidad de almacenamiento, sin incurrir a baterías electroquímicas, vital para un sistema sostenible, conllevará un aumento aún mayor de la rentabilidad de la inversión necesaria.

Por último, valorar la oportunidad que representa la interconexión eléctrica entre Marruecos y España. Históricamente el precio de la energía eléctrica en España era inferior al de Marruecos, sin embargo, en los últimos tiempos, al estar España regida por las regulaciones de la UE, con el continuo encarecimiento de los derechos de emisión de CO₂ y el proceso de descarbonización del sistema, disminuyendo su capacidad instalada basada en recursos fósiles, plantean la opción de importar la electricidad limpia de países fuera de la Unión Europea, como es Marruecos en cuyo crecimiento económico estima un aumento de la capacidad renovable en 10,000 MW para 2030.

12 CONCLUSIONES

En el transcurso de la memoria se han descrito los procesos para el modelado básico de los diferentes bloques de una planta solar, siendo los resultados obtenidos contrastados mediante una herramienta informática, pudiendo considerarse modelos válidos como una primera aproximación. Los siguientes puntos se pueden extraer como conclusión:

- Los métodos de cálculo expuestos son adecuados para el dimensionamiento básico de una central solar térmica.
- Los altos niveles de radiación directa requeridos por las plantas solares térmicas, que implican su localización en zonas muy concretas coincidiendo, además, en muchas ocasiones, con países en desarrollo, constituye un factor limitante que ralentiza el desarrollo de esta tecnología.
- La gran extensión del campo solar puede ser un factor determinante para la localización de la planta.
- La refrigeración por aire disminuye el rendimiento del ciclo, sin embargo, cuando se trata de plantas de gran escala, su impacto no es muy significativo.
- El LCOE calculado es bastante inferior a la media, por lo que Marruecos es un buen lugar para la localización de las plantas por sus condiciones climatológicas, además de tener un marco regulador muy favorable para las tecnologías renovables.
- Las centrales solares de concentración son competitivas si se miran desde el punto de vista de la flexibilidad, ya que aún se encuentran lejos de alcanzar el precio por unidad de energía del resto de tecnologías.

13 POSIBLES MEJORAS

El proceso de diseño y dimensionado de una central solar térmica es mucho más complejo y extenso que los cálculos expuesto en esta memoria, partiendo de esto, los modelos mostrados se podrían acercar más a la realidad llevando a cabo las siguientes actividades y/o mejorando los siguientes aspectos:

- Obtención de datos históricos horarios de la localización exacta de la planta.
- Mayor exactitud en los parámetros técnicos del colector.
- Calcular el coeficiente global de transferencia de calor del tubo absorbedor considerando las condiciones de la localización a fin de obtener las pérdidas al ambiente de manera más precisa.
- Calcular la distancia entre colectores para evitar sombras, a fin de evitar sobredimensionar el campo solar.
- Considerar las pérdidas de carga y pérdidas térmicas en el análisis termodinámico.
- Valoración térmica y económica de la variación del número de calentadores.
- Calcular el coeficiente de convección por cambio de fase dentro de tubos mediante una correlación más adecuado, sin aproximar a tubos horizontales.
- Valorar la pérdida de carga del vapor en los tubos del aerocondensador mediante correlaciones (Martinelli...).
- Desglosar las partidas de la inversión inicial a nivel monetario.
- Realizar un análisis en profundidad de la economía y legislación renovable marroquí.

Una vez comentados los aspectos a mejorar, se abren líneas de desarrollo para la continuación del proyecto.

- Dimensionado de los intercambiadores de calor (calentadores, sales-aceite...).
- Análisis del tren de vapor.
- Análisis de la turbina y cálculo de las presiones de sangrado.
- Desarrollar el sistema de almacenamiento térmico: flujos másicos de carga y descarga, selección de las bombas, determinación de espesores de virolas.
- Análisis de la influencia de la operación de la planta sobre el precio medio del kWh en Marruecos y en España, bajo la hipótesis de exportación de parte de la energía generada del primero al segundo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] IEA (2019), *World Energy Outlook 2019*, OECD Publishing, Paris, <https://doi.org/10.1787/caf32f3b-en>.
- [2] Meakem, Becker, Garrett, Patel, Mackinnon, Hounshell, Garrett, Traub and Bordoff, 2007. *Tuesday Map: Africa's Energy Reserves*. [online] Foreign Policy. Available at: <<https://foreignpolicy.com/2007/01/23/tuesday-map-africas-energy-reserves/>> [Accessed 30 August 2020].
- [3] Quitzow, R., Röhrkasten, S., Jacobs, D., Bayer, B., Jamea, E. M., Waweru, Y., & Matschoss, P. (2016). *The future of africa's energy supply. potentials and development options for renewable energy* Institute for Advanced Sustainability Studies (IASS). doi:10.2312/iass.2016.008
- [4] IRENA. (2013). *Africa's Renewable Future: the Path to Sustainable Growth*. Retrieved from https://www.irena.org/documentdownloads/publications/africa_renewable_future.pdf
- [5] IRENA. (2015). *Africa Power Sector: Planning and Prospects for Renewable Energy (synthesis report)*. Retrieved from https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2015/IRENA_Africa_Power_Sector_synthesis_2015.pdf
- [6] IRENA. (2020). *Renewable Capacity Statistics 2020*. Retrieved from https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2020/Mar/IRENA_RE_Capacity_Statistics_2020.pdf
- [7] Hochberg, M. (2016). *Renewable Energy Growth in Morocco An Example for the Region*. Middle East Institute. Retrieved from https://www.mei.edu/sites/default/files/publications/PF26_Hochberg_Morocco_renewables_web.pdf
- [8] IRENA. (2014). *Estimating the Renewable Energy Potential in Africa A GIS-based approach*. Retrieved from https://www.irena.org/-/media/Files/IRENA/Agency/Publication/2014/IRENA_Africa_Resource_Potential_Aug2014.pdf
- [9] Carta González, J. (2009). *Centrales de energía renovables, generación eléctrica con energías renovables [recurso electrónico]*. España: Pearson Educación. UNED.
- [10] Potential for Solar Thermal Energy By Country - SolarPACES. (2020). Retrieved 30 August 2020, from <https://www.solarpaces.org/csp-technologies/csp-potential-solar-thermal-energy-by-member-nation/>
- [11] IEA (2010), *Technology Roadmap - Concentrating Solar Power*, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-concentrating-solar-power>
- [12] Breeze, P. (2005). *Power generation technologies*. Oxford: Newnes.
- [13] NREL. (1986). *Linear Concentrator Solar Power Plant Illustration*. <https://www.energy.gov/eere/solar/downloads/linear-concentrator-solar-power-plant-illustration>

- [14] NREL. (1986). Power Tower System Concentrating Solar Power Basics. <https://www.energy.gov/eere/solar/articles/power-tower-system-concentrating-solar-power-basics>
- [15] Lovegrove, Keith & Stein, Wesley. (2012). *Concentrating Solar Power Technology: Principles, Developments and Applications*.
- [16] NREL. (1986). Linear Fresnel Concentrator Solar Power Plant Illustration. https://www.energy.gov/sites/prod/files/graphic_csp_linearfresnel_1996_high.jpg
- [17] NREL. (1986). Solar Dish/Engine Power Plant Illustration. https://www.energy.gov/sites/prod/files/graphic_csp_dishengine_1996_high.jpg
- [18] Islam, Md & Huda, Nazmul & Abdullah, A. & Saidur, R.. (2018). A comprehensive review of state-of-the-art concentrating solar power (CSP) technologies: Current status and research trends. Renewable and Sustainable Energy Reviews. 10.1016/j.rser.2018.04.097.
- [19] IEA (2014), *Technology Roadmap - Solar Thermal Electricity 2014*, IEA, Paris <https://www.iea.org/reports/technology-roadmap-solar-thermal-electricity-2014>
- [20] Achkari, O. & Fadar, A.. (2019). Latest developments on TES and CSP technologies – Energy and environmental issues, applications and research trends. Applied Thermal Engineering. 167. 114806. 10.1016/j.applthermaleng.2019.114806.
- [21] Garrido, S. G. (2017). *Centrales termosolares CCP* (Vol. 1). Renovetec.
- [22] Yunus, C. A. (2019). *Termodinámica* (9.a ed.). McGraw-Hill.
- [23] Price, Hank & Lüpfer, Eckhard & Kearney, Delilah & Zarza, Eduardo & Cohen, Gilbert & Gee, R. & Mahoney, Rod. (2002). *Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology*. Journal of Solar Energy Engineering-transactions of The Asme - J SOL ENERGY ENG. 124. 10.1115/1.1467922.
- [24] Serth, R. W., & Lestina, T. (2014). *Process Heat Transfer: Principles, Applications and Rules of Thumb* (2nd ed. ed.). Academic Press.
- [25] Holtec International. (2019). *Heat Transfer Division to Provide an Innovative Air-Cooled Condenser System for Jackson Generation in Illinois*. <https://holtecinternational.com/2019/11/05/heat-transfer-division-to-provide-an-innovative-air-cooled-condenser-system-for-jackson-generation-in-illinois/>
- [26] TUBO DE ACERO ALETEADO P235TR2 - Refrigeración Zelsio, S.L. (s. f.). <http://www.refrigeracionzelsio.es/tuberias/727-tubo-de-acero-aleteado-p235tr2.html>
- [27] Marley. (s. f.). *Air Cooled heat exchanger*. <https://spxcooling.com/wp-content/uploads/ACHE-16A.pdf>
- [28] Morocco Noor 580MW CSP+PV Solar power complex fully completed in October. (s. f.). CSPFOCUS. http://www.cspfocus.cn/en/market/detail_702.htm
- [29] NOORo MICROSITE. (s. f.). SENER. <http://nooro.sener/>
- [30] Masen | L'Agence Marocaine pour l'Energie Durable. (s. f.). Masen. <http://www.masen.ma/en>
- [31] Planta termosolar CCP Noor Ouarzate II. (s. f.). SENER. <https://www.energy.sener/es/proyecto/planta-termosolar-ccp-nooro-ii>

- [32] Siroua 30°47'08", -07°08'23" Siroua, Drâa-Tafilalet, Morocco. (s. f.). globalsolaratlas. <https://globalsolaratlas.info/detail?c=31.057052,-6.952972,10&s=30.785497,-7.13974&m=site>
- [33] Average Weather on June 21 in Ouarzazat, Morocco - Weather Spark. Retrieved 31 August 2020, from <https://weatherspark.com/d/33139/6/21/Average-Weather-on-June-21-in-Ouarzazat-Morocco#Sections-ColorTemperature>
- [34] Palenzuela, P., Alarcon-Padilla, D., & Zaragoza, G. (2016). *Concentrating Solar Power and Desalination Plants: Engineering and Economics of Coupling Multi-Effect Distillation and Solar Plants* (Softcover Reprint of the Original 1st 2015 ed. ed.). Springer.
- [35] Zarza Moya, E. (2016). *SESIÓN 9: COMPONENTES Y PARÁMETROS FUNDAMENTALES DE LOS CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS*. Presentation, https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesiones_9_y_10.pdf.
- [36] Zarza Moya, E. (2016). *SESIÓN 10: PÉRDIDAS Y BALANCE DE ENERGÍA EN UN CAPTADOR CILINDROPARABÓLICO*. Presentation, https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesiones_9_y_10.pdf.
- [37] Zarza Moya, E. (2016). *SESIÓN 13: DISEÑO DE CAPTADORES Y DE CAMPOS DE CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS*. Presentation, https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesiones_13_y_14.pdf.
- [38] Zarza Moya, E. (2016). *SESIÓN 14: DIMENSIONAMIENTO DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN EN CAMPOS DE CAPTADORES CILINDROPARABÓLICOS*. Presentation, https://static.eoi.es/savia/documents/zarza_sesiones_13_y_14.pdf.
- [39] Goswami, Y. D. (2015). *Principles of Solar Engineering* (3rd ed. ed.). CRC Press.
- [40] NREL. (2003). Overview on use of a Molten Salt HTF in a Trough Solar Field. <https://www.nrel.gov/docs/fy03osti/40028.pdf>.
- [41] Induced Draft Air Cooled Condenser - InAIR. <https://www.enexio.com/cooling-solutions/dry-cooling-systems/air-cooled-condensers/induced-draft-air-cooled-condenser-inair/>
- [42] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2016). *Intercambiadores de calor (Transferencia de calor)*. Presentation, Universidad Carlos III de Madrid.
- [43] Bukke, Kiran & Choudhary, V & Muthukumar, P & Somayaji, Chandra. (2015). *PERFORMANCE ASSESSMENT OF A CROSS FLOW COOLING TOWER – A SIMPLIFIED APPROACH*.
- [44] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2016). *Cambio de fase (Transferencia de calor)*. Presentation, Universidad Carlos III de Madrid.
- [45] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2016). *Convección en flujo externo (Transferencia de calor)*. Presentation, Universidad Carlos III de Madrid.
- [46] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2015). *Transferencia de calor. Conducción: Aletas (Ingeniería Térmica)*. Presentation, Universidad Carlos III de Madrid.
- [47] GPSA Engineering Data Book. (2004). GSAP.

- [48] IRENA, International Renewable Energy Agency. (2020). *Renewable Power Generation Costs in 2019 (English Edition)*. IRENA.
- [49] Dieckmann, Simon & Dersch, Jürgen & Giuliano, Stefano & Puppe, Michael & Lüpfer, Eckhard & Hennecke, Klaus & Pitz-Paal, Robert & Ralon, Pablo. (2017). *LCOE Reduction Potential of Parabolic Trough and Solar Tower CSP Technology until 2025*. AIP Conference Proceedings. 1850.
- [50] Lazard. (2019). *Lazard's Levelized Cost Of Energy Analysis* (Version 13.0). <https://www.lazard.com/media/451086/lazards-levelized-cost-of-energy-version-130-vf.pdf>
- [51] Donga, R. K., & Kumar, S. (2019). Thermal performance of parabolic trough collector with absorber tube misalignment and slope error. *Solar Energy*, 184, 249-259. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.04.007>
- [52] National Renewable Energy Laboratory (NREL). (2012). *Heat Loss Testing of Schott's 2008 Ptr70 Parabolic Trough Receiver*. Bibliogov.
- [53] NOOR II | Concentrating Solar Power Projects. (2020). Retrieved from <https://solarpaces.nrel.gov/noor-ii>
- [54] Zavoico, A. B., & Sandia National Laboratories. (2001). *Solar Power Tower Design Basis Document, Revision 0*. <https://prod-ng.sandia.gov/techlib-noauth/access-control.cgi/2001/012100.pdf>
- [55] (2020). Retrieved from http://www.sener-power-process.com/EPORTAL_DOCS/GENERAL/SENERV2/DOC-cw50ed70a62ada7/senertrough2.pdf
- [56] NOORo II CSP IPP. (2020). Retrieved from <https://www.acwapower.com/media/338993/nooro-ii-280917-finalcompressed.pdf>
- [57] Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos. (2019). *Capítulo 7: Energía solar. Geometría solar y radiación. Recurso y perfiles productivos (Fuentes de energía)*. Presentation, Universidad Carlos III de Madrid.

ANEXO A. RESULTADOS DEL MODELADO DEL CAMPO SOLAR

NOTA: Todos los cálculos se han realizado con el software EES, cuya pantalla de resultados redondea las cifras, por lo que es posible que los valores obtenidos en las sustituciones difieran ligeramente del resultado mostrado.

A.1 Paso 1: Definir el punto de diseño

A.1.1 Orientación del eje del colector

Se ha seleccionado orientación norte-sur para el eje de rotación del colector.

A.1.2 Día y hora

Se ha establecido como día de diseño el 21 de junio y como hora del punto de diseño, el cénit, las 12:00.

- Día del año: $n = 151 + 21 = 172$
- Hora del día: $AST = 12$

A.1.3 Latitud y longitud geográfica

La localización de la planta seleccionada corresponde a Uarzazat, Marruecos, pero, como se ha explicado en el punto 6.1.1, la imposibilidad de encontrar datos históricos horarios para un año completo para su introducción en la simulación ha llevado a aproximar la localización a Tucson, Arizona, con valores similares de radiación incidente y latitud.

- Longitud: 32.17°
- Latitud: -110.88°

A.1.4 Ángulo de incidencia de la radiación solar

Para poder establecer el ángulo de incidencia, es necesario calcular los parámetros de la geometría solar, tal como se explica en el punto 7.1.1.4.

- Declinación (δ):

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(360 \cdot \frac{284 + 176}{365}\right) = 23.45^\circ$$

- Ángulo horario (ω): al tratarse la hora de diseño del cénit, el ángulo horario es igual a cero.

$$\omega = 15 \cdot (12 - 12) = 0^\circ$$

- Ángulo cenital (θ_z):

$$\cos \theta_z = \sin(32.17^\circ) \cdot \sin(23.45) + \cos(32.17^\circ) \cdot \cos(23.45) \cdot \cos(0) = 8.72^\circ$$

- Ángulo acimutal solar (γ_s):

$$\gamma_s = \text{sign}(0) \cdot \left| \cos^{-1} \left(\frac{\cos(8.72) \cdot \sin(32.17) - \sin(23.45)}{\sin(8.72) \cdot \cos(32.17)} \right) \right| = 0^\circ$$

- Ángulo de incidencia (φ):

- Vector solar (\vec{s}):

- Componente sobre el Este:

$$s_E = \text{sen}(8.72) \cdot \text{sen}(0) = 0$$

- Componente sobre Norte:

$$s_N = \text{sen}(8.72) \cdot \cos(0) = 0.15$$

- Componente sobre el Cénit:

$$s_z = \cos(8.72) = 0.99$$

$$\vec{s} = (0, 0.15, 0.99)$$

- Vector normal (\vec{n}): al ser la orientación del eje de rotación Norte-Sur:

$$\vec{n} = \vec{s}_{E-Z} = \left(\frac{0}{\sqrt{0^2 + 0.9884^2}}, 0, \frac{0.9884}{\sqrt{0^2 + 0.9884^2}} \right) = (0, 0, 1)$$

El producto escalar de ambos vectores resulta en:

$$\vec{n} \cdot \vec{s} = 0 \cdot 0 + 0 \cdot 0.15 + 1 \cdot 0.99 = 0.99$$

$$\varphi = \cos^{-1}(0.99) = 8.72^\circ$$

A.1.5 Radiación solar y temperatura ambiente

Se han obtenido los datos de la radiación solar directa horaria para Uarzazat. La temperatura ambiente promedio para el día y hora seleccionado se ha consultado en el histórico.

- Radiación normal directa: $I = 810 \text{ W/m}^2$
- Temperatura ambiente media: $T_{\text{Amb}} = 32^\circ\text{C}$

A.1.6 Temperatura de entrada y salida del campo solar

Se consideran unas temperaturas de entrada y salida del campo solar de 293°C y 393°C , respectivamente. A fin de realizar los cálculos termodinámicos es necesario calcular la temperatura media.

$$\text{Temperatura media} = T_m = \frac{293 + 393}{2} = 343^\circ\text{C}$$

A.1.7 Potencia térmica nominal del campo solar

Se persigue el diseño de la planta de referencia, Noor II, de 200 MW de potencia asumiendo un rendimiento del ciclo del 40% común en plantas solares de concentración con almacenamiento durante 6 horas y un tiempo de operación del campo solar de 12 horas al día.

$$Q_{t,\text{proceso}} = \frac{200}{0.4} = 500 \text{ MW}$$

A.1.8 Tipo de colector

El colector instalado en la planta solar Noor II es el colector SENERtrough, los datos presentados en la Tabla A.1 son obtenidos de la hoja de características del colector, así como de estudios consultados [51][55].

Tabla A. 1. Características del colector SENERtrough-2. Fuente: [51][55]

SENERtrough-2	
Distancia focal (m)	2
Ancho de apertura (m)	6.87
Área de apertura (m ²)	1,072
Longitud del colector (m)	156
Número de módulos por colector	12
Número de tubos absorbedores	38
Factor de ensuciamiento	0.97
Reflectividad del espejo	0.96

Se selecciona el modelo Schott PTR70 2008 como tubo absorbedor resumiendo sus características principales en la Tabla A.2.

Tabla A. 2. Características del tubo absorbedor Schott PTR70 2008. Fuente: SAM.

SCHOTT PTR70 2008	
Diámetro interno (m)	0.066
Diámetro externo (m)	0.07
Longitud de un tubo (m)	4.06
Pérdidas térmicas (W/m)	166.25
Absorbancia	0.96
Transmitancia	0.963

El factor de interceptación se ha estimado en 0.998, considerando una correcta colocación del tubo [51]. El modificador del ángulo de incidencia considerado es de 0.996, en base a colectores parecidos de la base de datos del SAM, ya que no varía significativamente.

$$K(\varphi) = 0.996032$$

El rendimiento óptico de pico se puede calcular a partir de la ecuación 3.

$$\eta_{opt,0^e} = 0.96 \cdot 0.96 \cdot 0.963 \cdot 0.996 = 0.8857$$

La razón de concentración geométrica del colector debe salir mayor o igual a 25.

$$C = \frac{1,072}{156 \cdot \pi \cdot 0.07} = 31.25$$

El ángulo de apertura del colector deber ser entre 70° y 110°.

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{8 \cdot 2 \cdot 6.87}{6.87^2 - 16 \cdot 2^2} \right) = 81.31^\circ$$

El ángulo obtenido está en el rango de lo recomendado.

A.1.9 Tipo de fluido de trabajo

Se ha seleccionado el aceite térmico sintético Therminol VP-1, por su empleo en plantas solares existentes de características similares. Las propiedades del fluido se pueden obtener de su hoja de especificaciones o de la base de datos de cualquier software con aplicaciones termodinámicas.

A.2 PASO 2: CÁLCULO DEL NÚMERO DE COLECTORES POR FILA

Es necesario calcular el salto de temperatura en un único colector, para ello, se sigue el proceso descrito en el punto 7.1.2.

En primer lugar, se calcula potencia útil, aquella que traspasa al fluido realmente, siendo para ello necesario determinar las pérdidas al ambiente [52]. Las pérdidas térmicas del tubo absorbedor por unidad de longitud se obtienen de manera experimental siendo provistas por el fabricante o por la organización que lleve a cabo las pruebas de campo.

El área del tubo absorbedor para un colector individual resulta en 33.93 m^2 .

$$A_{abs} = 154.3 \cdot \pi \cdot 70 \cdot 10^{-3} = 33.93 \text{ m}^2$$

Se considera la longitud del total de tubos absorbedores de un colector:

$$L_{abs} = 38 \cdot 4.06 = 154.3 \text{ m}$$

$$Q_{col \rightarrow amb} = 166.25 \cdot 154.3 = 25.65 \cdot 10^3 \text{ W}$$

La potencia útil se puede obtener de los datos calculados:

$$Q_{\text{útil}} = 1072 \cdot 810 \cdot \cos(8.72) \cdot 0.8857 \cdot 0.996032 \cdot 0.97 - 25.65 \cdot 10^3 = 708.822 \cdot 10^3 \text{ W}$$

Es necesario calcular el flujo másico, para ello se realizan una serie de estimaciones explicadas previamente y recordadas a continuación:

- La potencia térmica útil por unidad de área responde a un Número de Reynolds de $4 \cdot 10^5$.

$$810 \cdot \cos(8.72) = 800.64 \text{ W/m}^2$$

- Se consideran las propiedades del fluido a la temperatura media, 343°C .

A partir de la hoja de especificaciones del suministrador del fluido de trabajo se calculan la densidad y la viscosidad dinámica mediante interpolación para la temperatura media o a partir de la calculadora de propiedades de un software específico.

Tabla A. 3. Propiedades del Therminol VP-1 a 343°C .

Temperatura ($^\circ\text{C}$)	343
Densidad (kg/m^3)	768.9
Viscosidad dinámica ($\text{mPa}\cdot\text{s}$)	0.1823

$$v = \frac{4 \cdot 10^5 \cdot 0.1823 \cdot 10^{-3}}{768.9 \cdot 0.065} = 1.437 \text{ m/s}$$

El gasto másico se obtiene a partir de la velocidad del fluido.

$$\dot{m}_f = 1.437 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0.065^2 \cdot 768.9 = 3.78 \text{ kg/s}$$

Es necesario modelar el comportamiento del calor específico a presión constante con la temperatura, considerando que siga una relación lineal.

$$c_p = d + c \cdot T$$

Se toman los datos del rango de operación del fluido seleccionado, apto para 12-398°C.

Tabla A. 4. Calores específicos del Therminol VP-1 a las temperaturas límite.

Temperatura (°C)	12	398
Calor específico (kJ/(kg/K))	1.52	2.62

Se resuelve el sistema de ecuaciones:

$$1.52 = d + c \cdot 12$$

$$2.62 = d + c \cdot 400$$

$$c = 0.0029$$

$$d = 1.486$$

Igualando el valor de la potencia térmica útil calculado con su expresión en función del calor específico, se calcula la temperatura de salida de un colector individual.

$$708.822 = 3.78 \cdot \left[1.486 \cdot (T_{sal} - 343) + \frac{1}{2} \cdot 0.0029 \cdot (T_{sal}^2 - 343^2) \right]$$

Resolviendo la ecuación de segundo grado, resulta una temperatura de salida del colector individual de 416°C. Se calcula el salto de temperatura.

$$\Delta T_c = 416 - 343 = 72.98 \text{ °C}$$

Para lograr el salto térmico de 100°C entre la entrada y salida de cada fila del campo solar, serán necesarios N_c colectores en serie donde la temperatura aumentará 49.16°C en cada uno.

$$N_c = \frac{\Delta T}{\Delta T_c} = \frac{100}{72.98} = 1.73 \sim 2 \text{ colectores}$$

Este resultado no es válido, la temperatura de salida del colector es superior a la temperatura de salida del campo solar, se aumenta el número de colectores a fin de aumentar el flujo másico de aceite y reducir el salto de temperaturas. Se aumenta el número de colectores al siguiente número par, 4 colectores.

$$N_c = 4 \text{ colectores}$$

Se recalcula el salto de temperatura y la temperatura de salida del colector.

$$\Delta T_c = \frac{100}{4} = 25^\circ\text{C}$$

$$T_{cot-sal} = 343 + 25 = 368^\circ\text{C}$$

Se recalcula el caudal másico y se comprueba que el flujo sea turbulento.

$$708.822 = \dot{m}_f \cdot \left[1.486 \cdot (T_{sal} - 343) + \frac{1}{2} \cdot 0.0029 \cdot (T_{sal}^2 - 343^2) \right]$$

$$\dot{m}_f = 11.34 \text{ kg/s}$$

$$Re = \frac{4 \cdot 11.34}{0.1823 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot 0.065} = 1.2 \cdot 10^6$$

El número de Reynolds es turbulento y la temperatura de salida del colector es razonable.

A.3 PASO 3: CÁLCULO DEL NÚMERO DE FILAS

Se calcula la potencia térmica demandada al campo solar durante las horas de luz, es decir, la energía necesaria para alimentar al bloque de potencia durante las horas de operación del campo solar y la carga del sistema de almacenamiento. El tiempo de carga del sistema de almacenamiento se estima en 4 horas como se muestra en la Tabla 10.

$$E_t = \frac{200}{0.4} \cdot 12 \cdot \left(1 + \frac{6}{4} \right) = 15,000 \text{ MWh}$$

Para calcular la energía térmica suministrada por el campo solar en el día de diseño es necesario conocer los datos de la radiación directa en el día de diseño, se muestra en la Tabla A.5.

Tabla A. 5. Radiación directa horaria del día de diseño. Fuente: SAM.

Año	Mes	Día	Hora, [i]	I (W/m ²)
2003	6	21	0	0
2003	6	21	1	0
2003	6	21	2	0
2003	6	21	3	0
2003	6	21	4	0
2003	6	21	5	168
2003	6	21	6	595
2003	6	21	7	738
2003	6	21	8	803
2003	6	21	9	861

Año	Mes	Día	Hora, [i]	I (W/m ²)
2003	6	21	10	904
2003	6	21	11	915
2003	6	21	12	889
2003	6	21	13	882
2003	6	21	14	888
2003	6	21	15	787
2003	6	21	16	800
2003	6	21	17	659
2003	6	21	18	490
2003	6	21	19	82
2003	6	21	20	0
2003	6	21	21	0
2003	6	21	22	0
2003	6	21	23	0

Se consideran 12 horas de operación de 6 de la mañana a 18 de la tarde, la potencia térmica por fila vendrá dada por el sumatorio de la potencia útil en cada hora.

$$E_{t, fila} = \sum_{i=6}^{18} (1072 \cdot I[i] \cdot \cos(8.72) \cdot 0.8857 \cdot 0.996032 \cdot 0.97 - 25.65 \cdot 10^3) \cdot 4 \cdot 1 =$$

$$= 35.7 \cdot 10^6 Wh$$

$$N_F = \frac{15,000}{35.7} = 420.1 \sim 421 \text{ filas}$$

A.4 PASO 4: CÁLCULO DEL NÚMERO TOTAL DE COLECTORES Y ÁREA REQUERIDA POR EL CAMPO SOLAR

Se determinan parámetros del campo solar en conjunto.

- Número total de colectores:

$$N_T = 4 \cdot 421 = 1,684 \text{ colectores}$$

- Área de apertura del campo solar:

$$A_{Apertura} = 1,684 \cdot 1,072 = 1,805,248 m^2$$

- Área total del campo solar:

Se ha seleccionado una distancia de 18 metros entre filas de colectores.

$$A_{cs} = 1,684 \cdot \frac{1,072}{6.87} \cdot 18 = 4,730,000 m^2$$

A.5 PASO 5: CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO

La potencia térmica suministrada por el campo solar será el calor útil aportado por el total de los colectores.

$$Q_{t,cs} = 1684 \cdot 0.709 = 1194 \text{ MW}$$

$$SM = \frac{1194}{500} = 2.387$$

El múltiplo solar responde a lo esperado dada la capacidad de almacenamiento seleccionada.

A.6 PASO 6: CÁLCULO DEL FLUJO MÁSICO TOTAL DE ACEITE

Se calcula el flujo másico de aceite necesario para el funcionamiento del ciclo de potencia.

- Flujo másico de aceite necesario para el bloque de potencia:

$$\dot{m}_{f-ac-BP} = \frac{500 \cdot 10^3}{2.45 \cdot (393 - 293)} = 2,042 \text{ kg/s}$$

- Flujo másico de aceite total:

$$\dot{m}_{f-ac-TOTAL} = \frac{1,194 \cdot 10^3}{2.45 \cdot (393 - 293)} = 4,875 \text{ kg/s}$$

- Flujo másico de aceite derivado al sistema de almacenamiento:

$$\dot{m}_{f-ac-Alm} = 4,875 - 2,042 = 2,833 \text{ kg/s}$$

ANEXO B. RESULTADOS DEL DIMENSIONAMIENTO DEL ALMACENAMIENTO TÉRMICO

NOTA: Todos los cálculos se han realizado con el software EES, cuya pantalla de resultados redondea las cifras, por lo que es posible que los valores obtenidos en las sustituciones difieran ligeramente del resultado mostrado.

Se realiza el dimensionamiento de los tanques de almacenamiento empleando la planta simulada mediante la herramienta SAM como referencia de los cálculos. Se consideran los siguientes datos de entrada considerando el modo de carga:

- Temperatura de entrada del aceite procedente del campo solar: 393°C
- Temperatura de salida del aceite de retorno al campo solar: 293°C
- Pares de tanques: 2
- Potencia del ciclo de potencia: 200 MW
- Rendimiento del ciclo: 40%
- Tiempo de alimentación del ciclo a proveer por el almacenamiento: 6 horas
- Altura de los tanques: 16.6 m
- Altura mínima de sales, “sales muertas”: 0.8 m
- Diferencia de temperatura entre la entrada del fluido caliente y la salida del fluido frío: 5°C
- Diferencia de temperatura entre la salida del fluido caliente y la entrada del fluido frío: 5°C

Se calcula la energía térmica a almacenar en las sales fundidas para alimentar al ciclo de 200 MW durante las 6 horas requeridas.

$$E_{TES} = \frac{200}{0.4} \cdot 6 \cdot 3600 \cdot 10^6 = 1.08 \cdot 10^{13} \text{ Wh}$$

Se calcula la temperatura de entrada y salida de las sales:

$$T_{sales \text{ sal}} = 393 - 5 = 388^{\circ}\text{C}$$

$$T_{sales \text{ ent}} = 293 - 5 = 288^{\circ}\text{C}$$

La densidad de las sales frías es 1871.85 según la base de datos del software SAM.

Se introducen los datos obtenidos al balance de energía del intercambiador aceite-sales a fin de calcular el volumen:

$$V_{TES} = \frac{1.08 \cdot 10^{13}}{1871.85 \cdot \left(1443 \cdot (388 - 288) + \frac{0.1722}{2} \cdot (388^2 - 288^2) \right)} = 38,436 \text{ m}^3$$

La masa de sales total resulta en:

$$m_{sales} = 38,436 \cdot 1,871.85 = 71,950 \text{ t}$$

Una vez calculado el volumen de un tanque es posible calcular el radio, puesto que la altura viene impuesta por las condiciones de entrada.

$$V_{1-par} = \frac{38,436}{2} = 19,218 \text{ m}^3$$

$$R = \sqrt{\frac{19,218}{\pi \cdot (16.6 - 0.8)}} = 19.68 \text{ m}$$

$$D = 2 \cdot 19.68 = 39.35 \text{ m}$$

ANEXO C. RESULTADOS DEL ANÁLISIS DEL CICLO DE POTENCIA

NOTA: Todos los cálculos se han realizado con el software EES, cuya pantalla de resultados redondea las cifras, por lo que es posible que los valores obtenidos en las sustituciones difieran ligeramente del resultado mostrado.

C.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE CADA PUNTO

C.1.1 Consideraciones

- La definición del ciclo se realiza para estado estacionario.
- Se consideran adiabáticos todos los equipos, así como conducciones o elementos auxiliares.
- Las válvulas de las realimentaciones de los calentadores son de estrangulación e isoentálpicas.
- Se desprecian las variaciones de energía cinética y potencial.
- Todos los intercambiadores de calor son internamente reversibles, realizándose los intercambios a presión constante.
- Por comodidad, se han numerado los calentadores del 1 al 7, siendo el 1 el primer calentador de baja presión y el 7 el último calentador de alta presión, considerando el recorrido principal del fluido.
- Los datos correspondientes a procesos isoentrópicos se denotan con una comilla (') en el nombre de la propiedad en cuestión.

C.1.2 Datos de partida

- Presión de entrada a la turbina de alta presión: 105 bar
- Temperatura de entrada de alta presión: 380°C
- Presión de entrada de la turbina de media presión: 21.72 bar
- Temperatura de entrada de la turbina de media presión: 380°C
- Presión de entrada a la turbina de baja presión: 4.18 bar
- Temperatura de entrada de la turbina de baja presión: 180°C
- Presión de entrada al condensador: 0.1 bar
- Número de sangrados de la turbina de alta presión: 3
- Número de sangrados de la turbina de media presión: 3
- Número de sangrados de la turbina de baja presión: 2
- Rendimiento isoentrópico de la turbina: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de condensados: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de alimentación: 0.8
- Presiones de los sangrados de vapor de las turbinas:
 - Alta presión:
 - Sangrado 1: 38.75 bar
 - Sangrado 2: 31.5 bar
 - Sangrado 3: 24 bar
 - Media presión:
 - Sangrado 1: 15.8 bar
 - Sangrado 2: 8.45 bar

- Sangrado 3: 4.18 bar
- Baja presión:
 - Sangrado 1: 1.69 bar
 - Sangrado 2: 0.5314 bar
- TTD (Terminal Temperature Difference): 1.7°C
- DCA (Drain Cooler Approach): 5°C
- Rendimiento isoentrópico de la turbina: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de condensados: 0.8
- Rendimiento isoentrópico de las bombas de alimentación: 0.8
- Temperatura de entrada al economizador: 295°C

C.2 DEFINICIÓN DE PUNTOS

Se muestran los resultados numéricos de la aplicación del punto 9.3 al caso de estudio.

Tabla C. 1. Propiedades termodinámicas de los puntos del ciclo.

Punto	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·°C))	x
1	105.00	380.00	3019.00	6.08	
2	38.75	260.00	2842.00	6.16	
3	31.50	238.50	2810.00	6.18	
4	24.00	221.80	2768.00	6.20	0.98
5	21.72	216.60	2753.00	6.21	0.97
6	21.72	380.00	3200.00	7.02	
7	15.80	342.30	3129.00	7.05	
8	8.45	275.20	3002.00	7.11	
9	4.18	209.90	2880.00	7.19	
10	4.18	179.50	2816.00	7.05	
11	1.69	115.00	2682.00	7.14	0.99
12	0.53	82.86	2534.00	7.25	0.95
13	0.10	45.82	2351.00	7.42	0.90
14	0.10	45.82	191.80	0.65	
15	15.80	45.82	191.90	0.65	
16	15.80	81.16	339.50	1.09	
17	15.80	113.30	474.20	1.45	
18	15.80	143.50	602.30	1.78	
19	15.80	171.00	720.30	2.05	
20	15.80	200.80	856.00	2.34	
21	105.00	200.80	856.10	2.34	
22	105.00	220.10	942.00	2.52	
23	105.00	234.90	1009.00	2.65	
24	105.00	246.80	1070.00	2.75	
25	105.00	314.60	1429.00	3.39	
26	105.00	314.60	2715.00	5.58	
27	38.75	239.90	1037.00	2.70	
28	31.50	236.60	1037.00	2.70	0.01

Punto	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg·°C))	x
29	31.50	225.10	967.40	2.56	
30	24.00	221.80	967.40	2.57	0.01
31	24.00	205.80	878.90	2.38	
32	15.80	200.80	878.90	2.39	0.99
33	8.45	148.50	626.20	1.83	
34	4.18	145.20	626.20	1.83	0.01
35	4.18	118.30	496.70	1.51	
36	1.69	115.00	496.70	1.51	0.01
37	1.69	86.16	360.90	1.15	
38	0.53	82.86	360.90	1.15	0.01
39	0.53	50.82	212.80	0.71	
40	0.10	45.82	967.40	3.08	0.32

Siendo:

- P: presión, bar.
- T: temperatura, °C.
- h: entalpía específica, kJ/kg.
- s: entropía específica, kJ/(kg·°C)
- x: título de vapor.

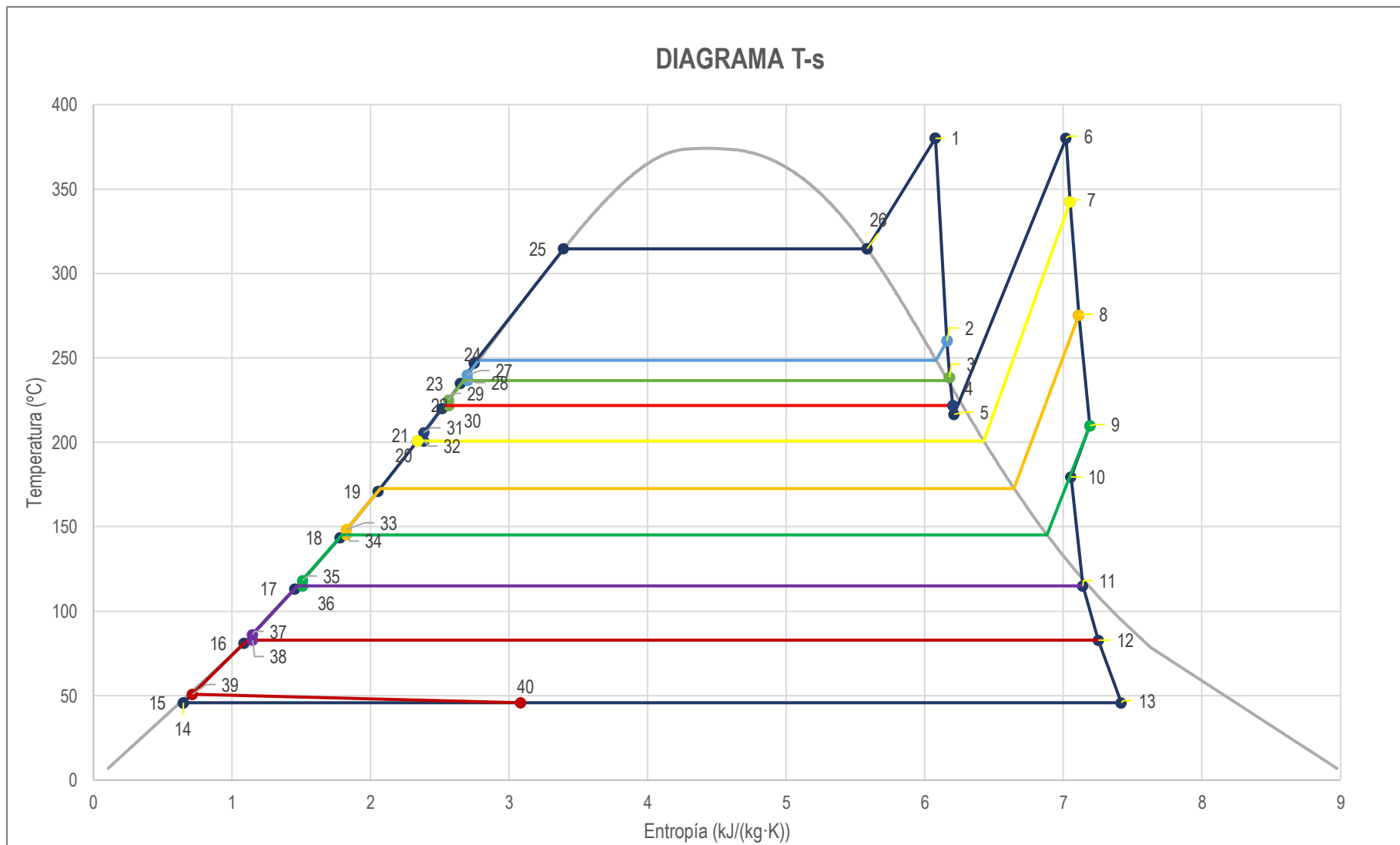


Figura C. 1. Diagrama T-s del ciclo termodinámico. Fuente: Elaboración propia.

C.3 BALANCES DE ENERGÍA DE LOS EQUIPOS

C.3.1 Calentadores y desgasificador

Tabla C. 2. Fracciones de vapor extraídas.

	Fracciones de vapor
y_1	0.03
y_2	0.04
y_3	0.04
y_4	0.05
y_5	0.04
y_6	0.04
y_7	0.04
y_8	0.05

C.3.2 Turbina

Tabla C. 3. Trabajo específico de las etapas de la turbina.

	Trabajo específico (kJ/kg)
Turbina de AP, $\dot{w}_{\text{Turb-AP}}$	260.50
Turbina de MP, $\dot{w}_{\text{Turb-MP}}$	315.80
Turbina de BP, $\dot{w}_{\text{Turb-BP}}$	328.20

C.3.3 Bombas

Tabla C. 4. Trabajo específico de las bombas.

	Trabajo específico (kJ/kg)
Bomba de condensados, $\dot{w}_{\text{B-Cond}}$	0.02
Bomba de alimentación, $\dot{w}_{\text{B-alim}}$	0.13

C.3.4 Generador de vapor

Tabla C. 5. Calor intercambiado en el tren de generación de vapor.

	Potencia intercambiada (kJ/kg)
Economizador, \dot{q}_{eco}	358.4
Evaporador, \dot{q}_{eva}	1,286.2
Sobrecalentador, \dot{q}_{sobre}	303.6
Recalentador, \dot{q}_{rec}	447.5

C.3.5 Masa de vapor

$$\dot{m}_v = 221.2 \text{ kg/s}$$

C.3.6 Potencia de los equipos y rendimiento

Tabla C. 6. Potencia de los equipos principales.

	Potencia (kW)
Turbina de AP, $\dot{W}_{\text{Turb-AP}}$	57,604.00
Turbina de MP, $\dot{W}_{\text{Turb-MP}}$	69,850.00
Turbina de BP, $\dot{W}_{\text{Turb-BP}}$	72,579.00
Bomba de condensados, $\dot{W}_{\text{B-Cond}}$	3.68
Bomba de alimentación, $\dot{W}_{\text{B-alim}}$	28.55
Economizador, \dot{Q}_{eco}	79,269.00
Evaporador, \dot{Q}_{eva}	284,514.00
Sobrecalentador, \dot{Q}_{sobre}	67,149.00
Recalentador, \dot{Q}_{rec}	87,964.00
Potencia bruta, \dot{W}_{Bruta}	200,000.00

$$\eta_{\text{Ciclo}} = 0.3854$$

Se considera un rendimiento del generador de 0.925.

Tabla C. 7. Potencia neta.

	Potencia (kW)
Potencia neta, \dot{W}_{Neta}	185,000.00

C.3.7 Cálculo del flujo másico de aceite sintético por el tren de generación de vapor

El flujo másico de aceite total es obtenido del modelado del campo solar, 2,034.2 kg/s.

Tabla C. 8. Propiedades del aceite por el tren de generación de vapor.

	Temperatura (°C)				Calor específico medio aceite(kJ/(kg·°C))	Flujo másico de aceite (kg/s)	X _{ac}
	Aceite		Vapor				
	Entrada	Salida	Entrada	Salida			
Sobrecalentador	393	378.7	314.6	380	2.575	1824	0.89
Evaporador	378.7	314.6	314.6	314.6	2.444	1824	0.89
Economizador	314.6	295.9	246.8	314.6	2.33	1824	0.89
Recalentador	393	220	216.6	380	2.334	217.9	0.11

ANEXO D. RESULTADOS DEL MODELADO DEL AEROCONDENSADOR

NOTA: Todos los cálculos se han realizado con el software EES, cuya pantalla de resultados redondea las cifras, por lo que es posible que los valores obtenidos en las sustituciones difieran ligeramente del resultado mostrado.

D.1 DATOS DE PARTIDA E HIPÓTESIS

Se realiza la aplicación numérica al caso de estudio del proceso descrito en el punto 10.1. Las condiciones del vapor se conocen debido al análisis del ciclo de potencia:

Tabla D. 1. Propiedades del vapor al pasar por el condensador.

Punto	P (Bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	x
13 (Entrada al condensador)	0.10	45.82	2351.00	0.90
14 (Salida del condensador)	0.10	45.82	191.80	0

Por tanto:

$$T_{vapor-ent} = 45.82^{\circ}\text{C}$$

$$P_{vapor-ent} = 0.1 \text{ bar}$$

$$T_{vapor-sal} = 45.82^{\circ}\text{C}$$

$$P_{vapor-sal} = 0.1 \text{ bar}$$

La masa de vapor entrante al condensador, considerando las extracciones de vapor, resulta en 147.4 kg/s.

$$\dot{m}_v = 221.2 \text{ kg/s}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{v-cond} &= 221.2 \cdot (1 - 0.03 - 0.04 - 0.04 - 0.05 - 0.04 - 0.04 - 0.04 + \\ &\quad - 0.05) = 147.4 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

El aire cuando entra en el aerocondensador se encuentra en condiciones ambiente, esto es, a la temperatura ambiente y la presión dada para la altitud del lugar. La guía de diseño establece que se debe coger el percentil 97-98 de la temperatura máxima, más dada la dificultad de encontrar el histórico de temperaturas relativo a la localización de la planta, se opta por realizar los cálculos para la temperatura ambiente media del día de diseño.

$$T_{aire-ent} = T_{amb} = 32^{\circ}\text{C}$$

$$P_{aire-ent} = P_{atm-1151 \text{ m}} = 0.88 \text{ bar}$$

D.2 MÉTODO DE CÁLCULO

Se seleccionan tubos de acero al carbono con aletas de aluminio unidas por tensión en L por su buen comportamiento en operación y precio. Se seleccionan tubos de 25.4 mm de diámetro exterior y espesor de 13 BWG.

Las características se muestran en la del tubo aletado seleccionado Tabla 16 (puto 10).

D.2.1 Balances de energía

Se realizan los balances de energía para una columna de ventiladores.

$$\dot{Q}_{cond} = 147.4 \cdot (191.8 - 2351) = -318.2 \text{ MW}$$

Considerando la división en tres columnas de ventiladores, la potencia térmica a disipar y el flujo másico de vapor resulta en:

$$\dot{Q}_{cond-1col} = \frac{318.2}{6} = 53 \text{ MW}$$
$$\dot{m}_{v-cond-1col} = \frac{147.4}{6} = 24.56 \text{ kg/s}$$

Se realiza la estimación de la temperatura de salida del aire.

$$T_{aire-sal-EST} = 45.82 - 3 = 42.82^\circ\text{C}$$

La temperatura media entre la entrada del aire y la de salida estimada resulta en 37.41°C . Las propiedades del aire a esta temperatura son las mostradas en la Tabla D.2.

Tabla D. 2. Propiedades del aire a 37.41°C .

	T_m (37.41°C)
Densidad (kg/m³)	0.98
Viscosidad (Pa·s)	$1.906 \cdot 10^{-5}$
Conductividad (W/(m·°C))	0.026
Calor específico (kJ/(kg·°C))	1.005

El flujo másico de aire circulante por una columna de ventiladores se calcula de la a continuación.

$$\dot{m}_{aire-1col} = \frac{53 \cdot 10^3}{1.005 \cdot (42.82 - 32)} = 4,875 \text{ kg/s}$$

D.2.2 Diferencia de temperatura logarítmica media

Se calcula la temperatura logarítmica media con las estimaciones realizadas.

$$\Delta T_{LM} = \frac{(45.82 - 42.82) - (45.82 - 32)}{\ln\left(\frac{45.82 - 42.82}{45.82 - 32}\right)} = 7.08^\circ\text{C}$$

D.2.3 Factor de corrección de la diferencia de temperatura logarítmica media.

Al tratarse de un proceso de cambio de fase, el factor de corrección es igual a 1.

$$F = 1$$

D.2.4 Estimación del coeficiente global de transferencia de calor

Se estima el coeficiente global de transferencia de calor considerando el peor escenario, esto es 30 W/(m²·°C).

$$U_D = 30 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

D.2.5 Área de transferencia de calor requerida

El área total de transferencia de calor necesaria para que condense el vapor se obtiene de la siguiente manera:

$$A = \frac{53 \cdot 10^6}{30 \cdot 1 \cdot 7.08} = 249,539 \text{ m}^2$$

D.2.6 Número de tubos, de filas de tubos y longitud de los tubos

En primer lugar, se calcula el área de las caras de las bandejas de tubos considerando una columna de ventiladores.

$$A_{cara} = \frac{4,875}{1.2 \cdot 3.05} = 1,332 \text{ m}^2$$

Se calcula la relación entre el área requerida y el área de las bandejas de tubos.

$$R = \frac{249,539}{1,332} = 187.3$$

El APSM más próximo a la ratio obtenido es 160.8, correspondiente a 6 filas de tubos por bandeja.

$$A'_{cara} = \frac{249,539}{160.8} = 1,552 \text{ m}^2$$

Se comprueba la estimación de la temperatura de salida del aire.

$$\dot{m}'_{aire-col} = 1,552 \cdot 1.2 \cdot 3.05 = 5,680 \text{ kg/s}$$

$$T_{aire-sal} = \frac{53 \cdot 10^3}{1.005 \cdot 5,680} + 32 = 40.93^\circ C$$

Se considera que la estimación realizada de la temperatura del aire de salida (42.82°C) es correcta dada la proximidad de los valores.

Siguiendo la geometría del condensador y con el objetivo de hallar las dimensiones para un único ventilador y extrapolar el área al resto de módulos manteniendo la altura, se divide el área al nivel de un ventilador.

$$1,552 = A'_{cara-1} + A'_{cara-2}$$

$$A'_{cara-1} = A'_{cara-2} = 776 \text{ m}^2$$

Una columna está formada por tres módulos:

$$A'_{1-cara-módulo} = \frac{776}{3} = 258.6 \text{ m}^2$$

Un módulo está formado por dos ventiladores:

$$A'_{cara-ventilador} = \frac{258.6}{2} = 129.3 \text{ m}^2$$

$$129.3 = 3 \cdot W_{ventilador}^2$$

$$W_{ventilador} = 6.57 \text{ m}$$

$$L_{ventilador} = 3 \cdot 6.57 = 19.7 \text{ m}$$

$$L_{ventilador} = L = 19.7 \text{ m}$$

$$H_{condensador} = \text{sen}(60) \cdot 19.7 = 17.06 \text{ m}$$

La altura del condensador es superior al límite establecido, 10-15 m, se aumenta el número de filas por tubo a fin de reducir las dimensiones y facilitar la manufactura. Se repiten los cálculos para 8 filas de tubos. El APSM para 8 filas es 214.4.

$$A''_{cara} = \frac{249,539}{214.4} = 1,164 \text{ m}^2$$

Se comprueba la estimación de la temperatura de salida del aire para 8 filas de tubos.

$$\dot{m}''_{aire-1col} = 1,164 \cdot 1.2 \cdot 3.05 = 4,260 \text{ kg/s}$$

$$T_{aire-sal} = \frac{53 \cdot 10^3}{1.005 \cdot 4,260} + 32 = 43.91^\circ\text{C}$$

Se considera que la estimación realizada de la temperatura del aire de salida (42.82°C) sigue siendo correcta dada la proximidad de los valores.

Se recalculan las dimensiones relativas a la bandeja de tubos.

$$1,164 = A'_{cara-1} + A'_{cara-2}$$
$$A'_{cara-1} = A'_{cara-2} = 582 \text{ m}^2$$

Una columna está formada por tres módulos:

$$A'_{1-cara-módulo} = \frac{582}{3} = 194 \text{ m}^2$$

Un módulo está formado por dos ventiladores:

$$A'_{ventilador} = \frac{194}{2} = 97 \text{ m}^2$$

$$97 = 3 \cdot W_{ventilador}^2$$

$$W_{ventilador} = 5.69 \text{ m}$$

$$L_{ventilador} = 3 \cdot 5.69 = 17.06 \text{ m}$$

$$L_{ventilador} = L = 17.06 \text{ m}$$

$$H_{condensador} = \text{sen}(60) \cdot 17.06 = 14.77 \text{ m}$$

La altura obtenida para bandejas de 8 filas de tubos está dentro de los márgenes establecidos. Se calcula el número de tubos por columna:

$$n_{t-columna} = \frac{249,539}{1.7 \cdot 17.06} = 8,605$$

Se considera que cada módulo de ventiladores se construye de manera independiente, por lo que se calcula el número de tubos por módulo, habiendo tres módulos por columna.

$$n_{t-módulo} = \frac{8,605}{3} = 2,869$$

Se calculan el número de tubos por cara del módulo.

$$n_{t-módulo-cara} = \frac{2,869}{2} = 1,435$$

Se obtienen el número de tubos por fila aproximando el número de tubos, por cada módulo y cara, al entero más cercano divisible entre el número de filas de tubos, esto es 179 tubos por fila. Se recalcula el número de tubos para cada nivel:

- Número de tubos por bandeja (una cara de un módulo):

$$n_{t-bandeja} = 179 \cdot 8 = 1,432$$

- Número de tubos por módulo (ambas caras, 2 bandejas):

$$n_{t-módulo-2caras} = 1,432 \cdot 2 = 2,864$$

- Número de tubos por columna (ambas caras, 6 bandejas):

$$n_{t-columna-2caras} = 2,864 \cdot 3 = 8,592$$

- Número de tubos total:

$$n_{t-TOTAL} = 8,592 \cdot 6 = 51,552$$

Tabla D. 3. Número de tubos del aerocondensador.

Fila de módulo	179 tubos
Bandeja (8 filas) (1 cara de módulo)	1,432 tubos
Módulo (2 caras)	2,864 tubos
Columna (2 caras)	8,592 tubos
Total	51,552 tubos

$$W'_{módulo} = 179 \cdot 64 \cdot 10^{-3} + 50.8 \cdot 10^{-3} = 11.51 \text{ m}^2$$

La nueva área de las caras de las bandejas de tubos para cada módulo será:

$$A_{cara-módulo-std} = 11.51 \cdot 17.06 = 196.3 \text{ m}^2$$

La nueva velocidad estándar del aire en la cara de una bandeja de tubos será:

$$v_{cara-std} = \frac{4,875}{1.2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 196.3} = 3.45 \text{ m/s}$$

D.2.7 Número de pasos por tubo

Se opta por seleccionar un paso por tubo, a pesar de ser un diseño más conservador, a fin de mantener la pérdida de carga en los tubos bajo límites razonables.

D.2.8 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor requerido

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor requerido por el proceso.

$$U_{req} = \frac{53 \cdot 10^6}{(8,592 \cdot 1.7 \cdot 17.06) \cdot 1 \cdot 7.08} = 30.05 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

D.2.9 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de los tubos (vapor)

Aplicación de la correlación de cambio de fase en película dentro de tubos horizontales.

- Propiedades del líquido a T_f .
Se estima la temperatura de la superficie del conducto.

$$T_s = T_{sat} - 3 = 42.82^\circ\text{C}$$

$$T_f = \frac{45.82 + 42.82}{2} = 44.32^\circ\text{C}$$

- Propiedades del vapor a T_{sat} .

$$T_v = T_{sat} = 45.82^\circ\text{C}$$

Tabla D. 4. Propiedades del vapor a las temperaturas T_f y T_v .

	T_f (44.32°C); x=0	T_v (45.82°C); x=1
Densidad (kg/m ³)	990.4	0.068
Viscosidad (Pa·s)	$6.036 \cdot 10^{-4}$	$1.049 \cdot 10^{-5}$
Conductividad (W/(m·K))	0.62	0.02
Calor específico (kJ/(kg·°C))	4.182	1.913

Se comprueba la aplicación de la correlación mediante el número de Reynolds. Se calcula la velocidad del vapor a la entrada del condensador, para ello es necesario obtener la densidad de la mezcla.

- ρ_{v-ent} : densidad de la mezcla de título de vapor 0.9, 0.076 kg/m³.

$$V_{m-v} = \frac{\frac{147.4}{7} \cdot \left(\frac{1}{8,592}\right)}{0.076 \cdot \pi \cdot \frac{0.0206^2}{4}} = 97.31 \text{ m/s}$$

$$Re_{v,t} = \frac{0.068 \cdot 97.31 \cdot 0.0206}{1.049 \cdot 10^{-5}} = 13,014$$

El número de Reynolds cumple con las condiciones, se puede aplicar la correlación.

Se continúa el proceso mediante el cálculo del Número de Jakob, sabiendo que la entalpía de cambio de fase para la presión del condensador es 2,392 kJ/kg.

$$h_{lv}(P = 0.1 \text{ bar}) = 2,392 \text{ kJ/kg}$$

$$Ja = \frac{4.182 \cdot (45.82 - 42.82)}{2,392} = 0.005245$$

$$h'_{lv} = 2,392 \cdot \left(1 + \frac{3}{8} \cdot 0.05245\right) = 2,397 \text{ kJ/kg}$$

Se calcula el coeficiente convectivo por cambio de fase a partir de las propiedades de la Tabla D.4.

$$\bar{h}_D = 0.555 \cdot \left[\frac{9.807 \cdot 990.4 \cdot (990.4 - 0.068) \cdot 0.62^3 \cdot 2,397}{6.036 \cdot 10^{-4} \cdot (45.82 - 42.82) \cdot 0.0206} \right]^{\frac{1}{4}} = 1,942 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)}$$

D.2.10 Cálculo del coeficiente convectivo del lado de la carcasa (aire)

Se aplican las correlaciones de flujo cruzado sobre banco de tubos escalonados.

- Temperatura media del aire:

$$T_{aire-m} = \frac{32 + 42.82}{2} = 37.41^\circ\text{C}$$

- La separación diagonal entre los tubos se calcula por trigonometría:

$$S_D = \sqrt{(64 \cdot 10^{-3})^2 + \left(\frac{64 \cdot 10^{-3}}{2}\right)^2} = 0.072 \text{ m}$$

- Se calcula la velocidad media del aire por semejanza:

$$V_m = v_{cara-std} \cdot \left(\frac{\rho_{std}}{\rho_m}\right) = 3.45 \cdot \left(\frac{1.2}{0.98}\right) = 4.19 \text{ m/s}$$

- Se calcula el número de Reynolds para flujo externo:

$$V_{max} = \max\left(\frac{64 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot (0.072 - 25.4 \cdot 10^{-3})} \cdot 4.19, \frac{64 \cdot 10^{-3}}{64 \cdot 10^{-3} - 25.4 \cdot 10^{-3}} \cdot 4.19\right) = 6.95 \text{ m/s}$$

$$Re = \frac{0.98 \cdot 6.95 \cdot 25.4}{1.906 \cdot 10^{-5}} = 9,145$$

- Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{1.906 \cdot 10^{-5} \cdot 1,005}{2.64 \cdot 10^{-2}} = 0.73$$

Las propiedades del aire a la temperatura media se pueden consultar en la Tabla D.2.

Se ha comprobado que se cumplen las condiciones para aplicar la correlación de Grimison. Se obtienen los coeficientes C_1 , m y C_2 de las tablas:

- $C_1 = 0.4498$
- $m = 0.5655$
- $C_2 = 0.98$ (ocho filas de tubos)

$$\overline{Nu}_D = 1.13 \cdot 0.4498 \cdot 9,145^{0.5655} \cdot 0.733^{\frac{1}{3}} = 79.35$$

$$\overline{Nu}_D|_{(N_L < 10)} = 0.98 \cdot 79.35 = 77.77$$

$$h_{aire} = \frac{77.77 \cdot 26.43 \cdot 10^{-3}}{25.4 \cdot 10^{-3}} = 80.92 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$$

D.2.11 Eficiencia de las aletas

Se muestran los parámetros de las aletas calculados en la Tabla D.5.

Tabla D. 5. Parámetros de las aletas.

Radio interior de la aleta, r_1 (m)	0.0127
Radio exterior de la aleta, r_2 (m)	0.0286
Radio externo de la aleta corregido, r_{2c} (m)	0.0288
Longitud de la aleta corregido, L_c (m)	0.0161
Área del perfil de la aleta corregida A_p, m^2	$4.896 \cdot 10^{-6}$
Relación entre radios, R_2/R_1	2.2640
Factor, F_p	0.5382
Eficiencia de la aleta, η_f	0.78
Área de las caras circulares de las aletas, A_{aletas} (m^2)	1.647
Área del tubo libre sin aletas, $A_{sin aletas}$ (m^2)	0.0702
Ratio_{aletas/total}	0.9591
Ratio_{sin aletas/total}	0.0409
Eficiencia superficie aleteada, η_w	0.7823

Las aletas se fabrican en aluminio siendo su conductividad $236.1 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$.

D.2.12 Factores de corrección de la temperatura de la pared y la viscosidad

Como se ha explicado en el Punto 10.2.12, la viscosidad para el aire es nula y para el vapor es 1.

D.2.13 Coeficiente global de transferencia de calor (sin incluir ensuciamiento)

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor sin considerar las resistencias por ensuciamiento. La conductividad del acero al carbono es $64 \text{ W/(m} \cdot ^\circ\text{C)}$.

$$U_c = \left(\frac{26.3}{1,942} + \frac{1.7 \cdot \ln\left(\frac{25.4}{20.57}\right)}{2 \cdot \pi \cdot 64} + \frac{1}{0.78 \cdot 80.92} \right)^{-1} = 33.08 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

D.2.14 Resistencias por ensuciamiento

La resistencia térmica por ensuciamiento por el lado del aire es mínima, por lo que se considera cero. Por el lado de los tubos, circula vapor, cuyo factor de ensuciamiento es 0.00009 (m²·°C)/W.

$$R_D = 0.00009 \cdot 1.7 + 0 = 0.000153 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}$$

D.2.15 Coeficiente global de transferencia de calor de diseño

Se calcula el coeficiente global de transferencia de calor considerando las resistencias por ensuciamiento.

$$U_{DD} = \left(\frac{1}{33.08} + 0.000153 \right)^{-1} = 32.91 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$$

El coeficiente de diseño obtenido es superior al requerido, el intercambiador es térmicamente factible.

D.2.16 Over-Surface y Over-Design

Se calculan los sobredimensionamientos *Over-Surface* y *Over-Design*:

$$\text{Over} - \text{Surface} (\%) = \left(\frac{33.08}{30.05} - 1 \right) \cdot 100 = 10.1\%$$

$$\text{Over} - \text{Design} (\%) = \left(\frac{32.91}{30.05} - 1 \right) \cdot 100 = 9.55\%$$

El valor obtenido de *Over-Design* se encuentra dentro del rango esperado, sin embargo, el de *Over-Surface* resulta algo menor que los valores típicos, esto es reflejo de la poca magnitud del factor de ensuciamiento del vapor.

D.2.17 Pérdida de carga en el lado de los tubos

Se considera que el cambio de fase tiene lugar a presión constante, por tanto, no existe pérdida de carga en los tubos.

D.2.18 Pérdida de carga en el lado del aire.

Se calcula la pérdida de presión del aire por el lado de la carcasa, mediante la aplicación de las correlaciones de flujo cruzado sobre banco de tubos escalonado (flujo externo).

El factor de fricción y el factor de correlación se obtienen de la gráfica de la Figura 83.

$$P_T = P_L = 2.52$$

$$f = 0.35$$

$$\chi = 1$$

$$\Delta P_{aire} = 8 \cdot 1 \cdot \left(\frac{0.98 \cdot 6.95^2}{2} \right) \cdot 0.35 = 66.8 \text{ Pa}$$

D.2.19 Dimensionamiento del ventilador

Se sigue el proceso descrito en el punto 10.2.19.

$$A_{transv} = 2 \cdot \sin(30) \cdot 17.06 \cdot 11.51 = 196.3 \text{ m}^2$$

$$0.4 \cdot 196.3 \leq 2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{vent}^2}{4}$$

$$D_{vent} \geq 7.07 \text{ m}$$

D.2.20 Dimensionamiento del motor

Se calcula el flujo volumétrico de aire que traspasa un ventilador y su pérdida de carga.

$$\dot{V}_{vent} = \frac{(4,875/6)}{0.97} = 837.4 \text{ m}^3/\text{s}$$

Siendo la densidad del aire a la salida del aerocondensador 0.97 kg/m^3 .

$$P_{cinética-ventilador} = \frac{1 \cdot 0.97 \cdot 21.33^2}{2} = 220.8 \text{ Pa}$$

$$V_{vs} = \frac{837.4}{\pi \cdot \frac{7.07^2}{4}} = 21.33 \text{ m/s}$$

Como se ha comentado en la explicación del método de cálculo, la presión estática es igual a la caída de presión en el lado del aire.

$$P_{estática-ventilador} = \Delta P_{aire} = 66.8 \text{ Pa}$$

$$\Delta P_{Total-vent} = 66.8 + 220.8 = 287.6 \text{ Pa}$$

Se considera un rendimiento del ventilador de 0.7.

$$\dot{W}_{vent} = \frac{287.6 \cdot 837.4}{0.7} = 344,003 \text{ W}$$

Se estima un rendimiento del motor de 0.835.

$$\dot{W}_{motor} = \frac{344,003}{0.835} = 411,980 \text{ W} = 411.98 \text{ kW}$$

Se recalcula el rendimiento del ciclo, considerando la potencia consumida por los 36 ventiladores.

$$W_{motores-AC} = 411.98 \cdot 36 = 14,831 \text{ kW}$$

$$\eta' = 0.3569$$

El Rendimiento del ciclo disminuye en un 7.42%.

Se calculan las dimensiones totales del aerocondensador:

$$W_{AC} = 11.51 \cdot 3 = 34.52 \text{ m}$$

$$L_{AC} = 2 \cdot 17.06 \cdot \sin(30) \cdot 6 = 102.3 \text{ m}$$

$$H_{AC} = H_{condensador} = 14.77 \text{ m}$$

$$A_{AC} = W_{AC} \cdot L_{AC} = 3,533 \text{ m}^2$$

ANEXO E: CÓDIGO EES

Function **reynolds** (Q)

If [(Q > 800) or (Q = 800)] Then

Re := 4 · 100000

If [(Q < 500) or (Q = 500)] Then

Re := 2 · 100000

If [(Q > 500) and (Q < 800)] Then

Re := 3 · 100000

reynolds := Re

End **reynolds**

Function **redondear** (N)

If [**MOD** (N , 2) = 0] Then

N := N

Else

N := N + 1

EndIf

redondear := N

End **redondear**

Desarrollo del campo solar

PASO 1. DEFINICIÓN DEL PUNTO DE DISEÑO:

1. Orientación del eje de rotación del colector:

Orientación Norte-Sur.

2. Día y hora de diseño:

Día: 21 de junio

Hora: 12:00 (cénit)

AST = 12

3. Latitud y longitud geográfica :

Localización: Ouzarzate (históricos empleados de Tucson)

Latitud:

lat = 32.17 [°]

long = - 110.88 [°]

4. Ángulo de incidencia de la radiación solar en el colector:

Declinación:

n = 151 + 21

$$\delta = 23.45 \cdot \sin \left[360 \cdot \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right]$$

Ángulo horario:

$$\omega = 15 \cdot [\text{AST} - 12]$$

Ángulo cenital:

$$\theta = \arccos [\sin(\text{lat}) \cdot \sin(\delta) + \cos(\text{lat}) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)]$$

Ángulo acimutal:

$$\gamma = \text{SIGN}[\omega] \cdot \left| \arccos \left[\frac{\cos(\theta) \cdot \sin(\text{lat}) - \sin(\delta)}{\sin(\theta) \cdot \cos(\text{lat})} \right] \right|$$

Vector solar:

$$s_1 = \sin[\theta] \cdot \sin[\gamma] \quad \text{Componente este}$$

$$s_2 = \sin[\theta] \cdot \cos[\gamma] \quad \text{Componente norte}$$

$$s_3 = \cos[\theta] \quad \text{Componente cenital}$$

Vector normal a la superficie de apertura con orientación norte-sur

Coordenada E-O

$$n_1 = \frac{s_1}{\sqrt{s_1^2 + s_3^2}}$$

Coordenada N-S

$$n_2 = 0$$

Coordenada Cenit

$$n_3 = \frac{s_3}{\sqrt{s_1^2 + s_3^2}}$$

Ángulo de incidencia:

$$p_{\text{escalar}} = s_1 \cdot n_1 + s_2 \cdot n_2 + s_3 \cdot n_3$$

$$\phi = \arccos [s_1 \cdot n_1 + s_2 \cdot n_2 + s_3 \cdot n_3]$$

5. Radiación solar y temperatura ambiente:

Datos obtenidos de la literatura

$$I = 810 \quad [\text{W/m}^2] \quad \text{Radiación normal incidente por unidad de área}$$

$$T_{\text{amb}} = 32 \quad [^\circ\text{C}] \quad \text{Temperatura ambiente}$$

6. Temperatura de entrada y salida del campo solar:

$$T_{\text{ent}} = 293 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$T_{\text{sal}} = 393 \quad [^\circ\text{C}]$$

$$T_m = \frac{T_{ent} + T_{sal}}{2}$$

7. Potencia térmica suministrada por el campo solar:

$$P = 200 \text{ [MW]}$$

$$R_{dto} = 0.4$$

Potencia a suministrar por el campo solar:

$$Q_{CS,BP} = \frac{P}{R_{dto}}$$

8. Tipo de colector:

SENER Trough. Fuente: SENER

$$W = 6.87 \text{ [m}^2\text{]} \text{ Ancho de apertura}$$

$$L = 156 \text{ [m]} \text{ Longitud del colector}$$

$$A_{ap,col} = 1072 \text{ [m}^2\text{]} \text{ Área de apertura del colector}$$

$$rdto_{pico,0} = 0.96 \cdot 0.96 \cdot 0.963 \cdot 0.998 \text{ Rendimiento pico}$$

$$F_e = 0.97 \text{ Factor de ensuciamiento}$$

$$K_{\phi} = 0.996032 \text{ Modificador del ángulo de incidencia}$$

9. Tubo absorbedor:

Schott PTR70 2008. Fuente: Base de datos de SAM

$$N_{tubos,abs} = 38 \text{ número de tubos absorbedores}$$

$$d_o = 0.07 \text{ [m]} \text{ Diámetro exterior del tubo}$$

$$d_i = 0.066 \text{ [m]} \text{ Diámetro interior del tubo}$$

$$L_{1tubo} = 4.06 \text{ [m]} \text{ Longitud de un tubo absorbedor}$$

$$L_{abs} = L_{1tubo} \cdot N_{tubos,abs}$$

$$Perd_{abs} = 166.25 \text{ [W/m]} \text{ Pérdidas térmicas por unidad de longitud del tubo absorbedor}$$

10. Tipo de fluido de trabajo:

Therminol VP-1. Para la temperatura media:

$$\rho_{Tm} = \rho [\text{Therminol}_{VP1}, T = T_m]$$

$$k_{Tm} = k [\text{Therminol}_{VP1}, T = T_m]$$

$$\mu_{Tm} = \text{Visc} [\text{Therminol}_{VP1}, T = T_m]$$

PASO 2: CÁLCULO DEL NÚMERO DE COLECTORES POR FILA

Cálculo del flujo másico:

Modelado del calor específico

$$T_{cp,1} = 12 \text{ [C]}$$

$$cp_1 = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = T_{cp,1} \right]$$

$$T_{cp,2} = 398 \text{ [C]}$$

$$cp_2 = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = T_{cp,2} \right]$$

$$cp_1 = c \cdot T_{cp,1} + d$$

$$cp_2 = c \cdot T_{cp,2} + d$$

Asegurar flujo turbulento

Calor incidente por unidad de area:

$$Q_{\text{incidente,area}} = I \cdot \cos [\phi]$$

Condición para Reynolds

$$Re_{1,1} = \text{reynolds} [Q_{\text{incidente,area}}]$$

Velocidad:

$$v = \frac{Re_{1,1} \cdot \mu_{Tm}}{\rho_{Tm} \cdot d_i}$$

$$S = \pi \cdot 0.25 \cdot d_i^2$$

$$mf_{1,1} = v \cdot S \cdot \rho_{Tm}$$

Cálculo del número de colectores

$$A_{\text{abs}} = L_{\text{abs}} \cdot \pi \cdot d_o \quad \text{Área exterior del tubo absorbedor}$$

Se toma una temperatura media del tubo absorbedor 10°C superior a la temperatura media del fluido

$$T_{\text{abs}} = T_m + 10$$

Calor cedido al ambiente por el colector:

$$Q_{\text{amb}} = \text{Perd}_{\text{abs}} \cdot L_{\text{abs}}$$

Calor incidente:

$$Q_{\text{incidente}} = A_{\text{ap,col}} \cdot I \cdot \cos [\phi]$$

Calor absorbido por el fluido, calor útil:

$$Q_{\text{util}} = A_{\text{ap,col}} \cdot I \cdot \cos [\phi] \cdot r_{\text{dto,pico},0} \cdot F_e \cdot K_{\phi} - Q_{\text{amb}}$$

Calor útil en función de la entalpía

$$Q_{\text{util}} = mf \cdot (d \cdot (T_{\text{colector,sa1}} - T_{\text{colector,en1}}) + 0.5 \cdot c \cdot (T_{\text{colector,sa2}} - T_{\text{colector,en2}}))$$

Se fija la temperatura media del colector como la de entrada.

$$T_{\text{col,e}} = T_m$$

$$Q_{\text{util}} \cdot 0.001 = mf_{1,1} \cdot [d \cdot (T_{\text{col},s,1} - T_{\text{col},e}) + 0.5 \cdot c \cdot (T_{\text{col},s,1}^2 - T_{\text{col},e}^2)]$$

$$\text{salto}_{\text{temp},1} = T_{\text{col},s,1} - T_{\text{col},e}$$

$$N_{\text{col},1,1} = \frac{T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}}}{\text{salto}_{\text{temp},1}}$$

$$N_{\text{col},1,2} = \text{Ceil} [N_{\text{col},1,1}]$$

$$N_{\text{col},1,3} = \text{redondear} [N_{\text{col},1,2}]$$

-----CÁLCULO No. COLECTORES (2)-----

LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL COLECTOR QUE RESULTA SI SE CONSIDERAN 2 COLECTORES ES SUPERIOR A LA TEMPERATURA DEL CAMPO SOLAR --> AUMENTO No. de colectores

$$N_{\text{col},2,1} = N_{\text{col},1,3} + 2$$

$$\text{salto}_{\text{temp},2} = \frac{T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}}}{N_{\text{col},2,1}}$$

$$\text{salto}_{\text{temp},2} = T_{\text{col},s,2} - T_{\text{col},e}$$

$$Q_{\text{util}} \cdot 0.001 = mf_{2,1} \cdot [d \cdot (T_{\text{col},s,2} - T_{\text{col},e}) + 0.5 \cdot c \cdot (T_{\text{col},s,2}^2 - T_{\text{col},e}^2)]$$

$$Re_{2,1} = 4 \cdot \frac{mf_{2,1}}{\pi \cdot d_i \cdot \mu T_m}$$

PASO 4: NÚMERO DE FILAS:

$$t_{\text{sol}} = 12 \text{ [H]}$$

$$t_{\text{carga}} = 4 \text{ [H]}$$

$$t_{\text{alm}} = 6 \text{ [H]}$$

$$DNI_{h,0} = 0$$

$$DNI_{h,1} = 0$$

$$DNI_{h,2} = 0$$

$$DNI_{h,3} = 0$$

$$DNI_{h,4} = 0$$

$$DNI_{h,5} = 168$$

$$DNI_{h,6} = 595$$

$$DNI_{h,7} = 738$$

$$DNI_{h,8} = 803$$

$$DNI_{h,9} = 861$$

$$DNI_{h,10} = 904$$

$$DNI_{h,11} = 915$$

$$DNI_{h,12} = 889$$

$$DNI_{h,13} = 882$$

$$DNI_{h,14} = 888$$

$$DNI_{h,15} = 787$$

$$DNI_{h,16} = 800$$

$$DNI_{h,17} = 659$$

$$DNI_{h,18} = 490$$

$$DNI_{h,19} = 82$$

$$DNI_{h,20} = 0$$

$$DNI_{h,21} = 0$$

$$DNI_{h,22} = 0$$

$$DNI_{h,23} = 0$$

$$Q_{u,0} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,0} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,1} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,1} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,2} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,2} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,3} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,3} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,4} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,4} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,5} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,5} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,6} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,6} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,7} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,7} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,8} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,8} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,9} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,9} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,10} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,10} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,11} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,11} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,12} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,12} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,13} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,13} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,14} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,14} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,15} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,15} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,16} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,16} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,17} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,17} \cdot \cos [\phi] \cdot r_{dto,pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,18} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,18} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,19} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,19} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,20} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,20} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,21} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,21} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,22} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,22} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$Q_{u,23} = A_{ap,col} \cdot DNI_{h,23} \cdot \cos [\phi] \cdot rdt_{pico,0} \cdot F_e \cdot K_\phi - Q_{amb}$$

$$E_{th, fila} = N_{col,2,1} \cdot \sum_{i=6}^{18} [Q_{u,i}] \cdot 1$$

$$E_{th} = Q_{CS,BP} \cdot t_{sol} + Q_{CS,BP} \cdot t_{alm} \cdot \frac{t_{sol}}{t_{carga}}$$

$$N_{Filas,1} = E_{th} \cdot \frac{1000000}{E_{th, fila}}$$

$$N_{Filas,2} = \text{Ceil} [N_{Filas,1}]$$

PASO 4: CÁLCULO DEL NÚMERO TOTAL DE COLECTORES Y ÁREA REQUERIDA POR EL CAMPO SOLAR
Número total de colectores:

$$N_{TOTAL} = N_{Filas,2} \cdot N_{col,2,1}$$

Área de apertura

$$A_{apertura} = N_{TOTAL} \cdot A_{ap,col}$$

Área del campo solar

$$dist = 18 \text{ [m]}$$

$$A_{cs} = N_{TOTAL} \cdot \frac{A_{ap,col}}{W} \cdot dist$$

PASO 5: CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO TÉRMICO (Múltiplo solar)

$$Q_{sumministrado,cs} = N_{col,2,1} \cdot Q_{util} \cdot 0.000001 \cdot N_{Filas,2}$$

$$SM = \frac{Q_{sumministrado,cs}}{Q_{CS,BP}}$$

PASO 6: CÁLCULO DEL FLUJO MÁSCO TOTAL DE ACEITE

$$cp_{ent} = C_p [Therminol_{VP1}, T = T_{ent}]$$

$$cp_{sal} = C_p [Therminol_{VP1}, T = T_{sal}]$$

$$cp_m = \frac{cp_{ent} + cp_{sal}}{2}$$

Flujo másico de aceite al bloque de potencia.

$$mf_{ac,BP} = Q_{CS,BP} \cdot \frac{1000}{cp_m \cdot [T_{sal} - T_{ent}]}$$

Flujo másico de aceite total

$$mf_{ac,TOTAL} = Q_{sumministrado,cs} \cdot \frac{1000}{cp_m \cdot [T_{sal} - T_{ent}]}$$

Flujo másico de aceite al almacenamiento

$$mf_{ac,alm} = mf_{ac,TOTAL} - mf_{ac,BP}$$

Tiempo de carga para 425 lazos

$$t_{carga,425} = 3.93$$

$$E_{th,425lazos} = Q_{CS,BP} \cdot t_{sol} + Q_{CS,BP} \cdot t_{alm} \cdot \frac{t_{sol}}{t_{carga,425}}$$

$$N_{Filas,425,1} = E_{th,425lazos} \cdot \frac{1000000}{E_{th,filas}}$$

$$N_{Filas,425,2} = \text{Ceil} [N_{Filas,425,1}]$$

CÁLCULO DE LOS TANQUES DE ALMACENTAMIENTO

Cálculo de volumen de sales, considerando 0.8m de sales muertas y modo carga

$$\rho_{\text{sales,frias}} = 1871.85$$

$$cp_{\text{sales}} = 1443 + 0.172 \cdot T$$

$$T_{\text{cs,ent}} = 393$$

$$T_{\text{cs,sal}} = 293$$

$$T_{\text{sales,cal}} = T_{\text{cs,ent}} - \delta_{\text{top}}$$

$$T_{\text{sales,frias}} = T_{\text{cs,sal}} - \delta_{\text{bot}}$$

$$h_{\text{tanque}} = 16.6 - h_{\text{sales,muertas}}$$

$$h_{\text{sales,muertas}} = 0.8 \text{ [m]}$$

$$\delta_{\text{top}} = 5 \text{ [C]}$$

$$\delta_{\text{bot}} = 5 \text{ [C]}$$

$$\text{pares} = 2$$

$$P = 200 \text{ [MW]}$$

$$R_{\text{dto}} = 0.4$$

$$t_{\text{alm}} = 6 \text{ [H]}$$

$$Q_{\text{CS,BP}} = \frac{P}{R_{\text{dto}}}$$

Potencia térmica necesaria para alimentar el ciclo durante 6h

$$E_{\text{tes}} = t_{\text{alm}} \cdot Q_{\text{CS,BP}} \cdot 1000000 \cdot 3600 \text{ Wh}$$

Las sales pasan del tanque caliente al tanque frío en el modo de descarga, por lo que el calor transferido responde a la ecuación:

$$E_{\text{tes}} = m_{\text{sales}} \cdot [1443 \cdot (T_{\text{sales,cal}} - T_{\text{sales,frias}}) + 0.172 \cdot 0.5 \cdot (T_{\text{sales,cal}}^2 - T_{\text{sales,frias}}^2)]$$

La densidad de las sales es la masa/volumen

$$V_{\text{tes}} = \frac{m_{\text{sales}}}{\rho_{\text{sales,frias}}}$$

Al haber dos pares de tanques la masa de sales se dividirá entre ambos

$$V_{\text{tes,1tanque}} = \frac{V_{\text{tes}}}{\text{pares}}$$

$$V_{\text{tes,1tanque}} = \pi \cdot R_{\text{tanque}}^2 \cdot h_{\text{tanque}}$$

$$D_{\text{tanque}} = 2 \cdot R_{\text{tanque}}$$

CÁLCULO DE LOS PUNTOS DEL CICLO

DATOS DE ENTRADA:

$$P_{\text{turb,AP,in}} = 105 \text{ [bar]}$$

$$T_{\text{turb,AP,in}} = 380 \text{ [C]}$$

$$P_{\text{turb,MP,in}} = 21.72 \text{ [bar]}$$

$$T_{\text{turb,MP,in}} = 380 \text{ [C]}$$

$$P_{\text{turb,BP,in}} = 4.18 \text{ [bar]}$$

$$T_{\text{turb,BP,in}} = 180 \text{ [C]}$$

$$P_{\text{cond,in}} = 0.1 \text{ [bar]}$$

$$N_{\text{sangrados,AP}} = 3$$

$$N_{\text{sangrados,mP}} = 3$$

$$N_{\text{sangrados,BP}} = 2$$

$$R_{\text{iso,turb}} = 0.8 \text{ Rendimiento isoentrópico de la turbina}$$

$$R_{\text{iso,bomb,cond}} = 0.8 \text{ Rendimiento isoentrópico de la bomba de condensados}$$

$$R_{\text{iso,bomb,alim}} = 0.8 \text{ Rendimiento isoentrópico de la bomba de alimentación}$$

$$TTD = 1.7 \text{ [C]}$$

$$DCA = 5 \text{ [C]}$$

SANGRADOS DE LAS TURBINAS

-Turbina de Alta Presión

$$P_{\text{sAP,1}} = 38.75 \text{ [bar]}$$

$$P_{\text{sAP,2}} = 31.5 \text{ [bar]}$$

$$P_{\text{sAP,3}} = 24 \text{ [bar]}$$

-Turbina de Media Presión

$$P_{\text{sMP,1}} = 15.8 \text{ [bar]}$$

$$P_{\text{sMP,2}} = 8.45 \text{ [bar]}$$

$$P_{\text{sMP,3}} = 4.18 \text{ [bar]}$$

-Turbina de Baja Presión

$$P_{\text{sBP,1}} = 1.69 \text{ [bar]}$$

$$P_{\text{sBP,2}} = 0.5314 \text{ [bar]}$$

El fluido sale en estado de líquido saturado tras el condensador y las bombas

Los intercambios de calor son a presión constante e internamente reversibles.

PUNTO 1: ENTRADA DE LA TURBINA DE ALTA PRESIÓN/SALIDA DEL RECALENTADOR
ESTADO: Vapor sobrecalentado

$$P_1 = P_{\text{turb,AP,in}} \quad 105 \text{ bar}$$

$$T_1 = T_{\text{turb,AP,in}}$$

$$h_1 = h [\text{Steam}, T = T_1, P = P_1]$$

$$s_1 = s [\text{Steam}, T = T_1, P = P_1]$$

PUNTO 2: PRIMER SANGRADO DE LA TURBINA DE AP.
ESTADO: Vapor sobrecalentado
Hipótesis: Proceso isoentrópico de 1 a 2.

$$s_{\text{rev},2} = s_1$$

$$P_2 = P_{\text{sAP},1}$$

$$P_{\text{rev},2} = P_2$$

$$h_{\text{rev},2} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},2}, s = s_{\text{rev},2}]$$

$$T_{\text{rev},2} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},2}, s = s_{\text{rev},2}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_2 = h_1 - \eta_{\text{iso,turb}} \cdot [h_1 - h_{\text{rev},2}]$$

$$T_2 = T [\text{Steam}, P = P_2, h = h_2]$$

$$s_2 = s [\text{Steam}, P = P_2, h = h_2]$$

PUNTO 3: SEGUNDO SANGRADO DE LA TURBINA DE AP.
ESTADO: Vapor sobrecalentado
Hipótesis: Proceso isoentrópico de 1 a 3.

$$s_{\text{rev},3} = s_1$$

$$P_3 = P_{\text{sAP},2}$$

$$P_{\text{rev},3} = P_3$$

$$h_{\text{rev},3} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},3}, s = s_{\text{rev},3}]$$

$$T_{\text{rev},3} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},3}, s = s_{\text{rev},3}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_3 = h_1 - \eta_{\text{iso,turb}} \cdot [h_1 - h_{\text{rev},3}]$$

$$T_3 = T [\text{Steam}, P = P_3, h = h_3]$$

$$s_3 = s [\text{Steam}, P = P_3, h = h_3]$$

PUNTO 4: TERCER SANGRADO DE LA TURBINA DE AP.
ESTADO: Mezcla líquido-vapor
Hipótesis: Proceso isoentrópico de 1 a 4.

$$s_{rev,4} = s_1$$

$$P_4 = P_{sAP,3}$$

$$P_{rev,4} = P_4$$

CÁLCULO DEL TÍTULO DE VAPOR con hipótesis de proceso isoentrópico

Si mezcla: $h = h_l(1-x) + h_v x$

Si mezcla: $s = s_l(1-x) + s_v x$

$$h_{l4} = h \left[\text{Steam}, P = P_4, x = 0 \right]$$

$$h_{v4} = h \left[\text{Steam}, P = P_4, x = 1 \right]$$

$$s_{l4} = s \left[\text{Steam}, P = P_4, x = 0 \right]$$

$$s_{v4} = s \left[\text{Steam}, P = P_4, x = 1 \right]$$

$$T_{sat4} = T_{sat} \left[\text{Steam}, P = P_4 \right]$$

$$x_{rev,4} = \frac{s_{rev,4} - s_{l4}}{s_{v4} - s_{l4}}$$

$$h_{rev,4} = h_{l4} \cdot [1 - x_{rev,4}] + h_{v4} \cdot x_{rev,4}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_4 = h_1 - R_{iso,turb} \cdot [h_1 - h_{rev,4}]$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{l4}}{h_{v4} - h_{l4}}$$

$$s_4 = s_{l4} \cdot [1 - x_4] + s_{v4} \cdot x_4$$

$$T_4 = T_{sat} \left[\text{Steam}, P = P_4 \right]$$

PUNTO 5: SALIDA DE LA TURBINA DE AP/ENTRADA EN EL RECALENTADOR

ESTADO: Mezcla líquido-vapor

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 1 a 5

$$s_{rev,5} = s_1$$

$$P_5 = P_{turb,MP,in}$$

$$P_{rev,5} = P_5$$

CÁLCULO DEL TÍTULO DE VAPOR con hipótesis de proceso isoentrópico

Si mezcla: $h = h_l(1-x) + h_v x$

Si mezcla: $s = s_l(1-x) + s_v x$

$$h_{l5} = h \left[\text{Steam}, P = P_5, x = 0 \right]$$

$$h_{v5} = h \left[\text{Steam}, P = P_5, x = 1 \right]$$

$$s_{l5} = s \left[\text{Steam}, P = P_5, x = 0 \right]$$

$$s_{v5} = s \left[\text{Steam}, P = P_5, x = 1 \right]$$

$$T_{\text{sat}5} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_5]$$

$$x_{\text{rev},5} = \frac{s_{\text{rev},5} - s_{l5}}{s_{v5} - s_{l5}}$$

$$h_{\text{rev},5} = h_{l5} \cdot [1 - x_{\text{rev},5}] + h_{v5} \cdot x_{\text{rev},5}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_5 = h_1 - R_{\text{iso,turb}} \cdot [h_1 - h_{\text{rev},5}]$$

$$x_5 = \frac{h_5 - h_{l5}}{h_{v5} - h_{l5}}$$

$$s_5 = s_{l5} \cdot [1 - x_5] + s_{v5} \cdot x_5$$

$$T_5 = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_5]$$

*PUNTO 6: SALIDA DEL RECALENTADOR/ENTRADA A LA TURBINA DE MP
ESTADO: Vapor sobrecalentado*

$$P_6 = P_{\text{turb,MP,in}}$$

$$T_6 = T_{\text{turb,MP,in}}$$

$$h_6 = h [\text{Steam}, P = P_6, T = T_6]$$

$$s_6 = s [\text{Steam}, P = P_6, T = T_6]$$

*PUNTO 7: PRIMER SANGRADO DE LA TURBINA DE MP
ESTADO: Vapor sobrecalentado
Hipótesis: Proceso isoentrópico de 6 a 7.*

$$s_{\text{rev},7} = s_6$$

$$P_7 = P_{\text{sMP},1}$$

$$P_{\text{rev},7} = P_7$$

$$h_{\text{rev},7} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},7}, s = s_{\text{rev},7}]$$

$$T_{\text{rev},7} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},7}, s = s_{\text{rev},7}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_7 = h_6 - R_{\text{iso,turb}} \cdot [h_6 - h_{\text{rev},7}]$$

$$T_7 = T [\text{Steam}, P = P_7, h = h_7]$$

$$s_7 = s [\text{Steam}, P = P_7, h = h_7]$$

*PUNTO 8: SEGUNDO SANGRADO DE LA TURBINA DE MP
ESTADO: Vapor sobrecalentado
Hipótesis: Proceso isoentrópico de 6 a 8.*

$$s_{\text{rev},8} = s_6$$

$$P_8 = P_{\text{sMP},2}$$

$$P_{\text{rev},8} = P_8$$

$$h_{\text{rev},8} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},8}, s = s_{\text{rev},8}]$$

$$T_{\text{rev},8} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},8}, s = s_{\text{rev},8}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_8 = h_6 - R_{\text{iso,turb}} \cdot [h_6 - h_{\text{rev},8}]$$

$$T_8 = T [\text{Steam}, P = P_8, h = h_8]$$

$$s_8 = s [\text{Steam}, P = P_8, h = h_8]$$

PUNTO 9: TERCER SANGRADO DE LA TURBINA DE MP

ESTADO: Vapor sobrecalentado

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 6 a 9.

$$s_{\text{rev},9} = s_6$$

$$P_9 = P_{\text{sMP},3}$$

$$P_{\text{rev},9} = P_9$$

$$h_{\text{rev},9} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},9}, s = s_{\text{rev},9}]$$

$$T_{\text{rev},9} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},9}, s = s_{\text{rev},9}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_9 = h_6 - R_{\text{iso,turb}} \cdot [h_6 - h_{\text{rev},9}]$$

$$T_9 = T [\text{Steam}, P = P_9, h = h_9]$$

$$s_9 = s [\text{Steam}, P = P_9, h = h_9]$$

PUNTO 10: SALIDA DE LA TURBINA DE MP/ENTRADA A LA TURBINA DE BP

ESTADO: Vapor sobrecalentado

$$P_{10} = P_{\text{turb,BP,in}}$$

$$P_{\text{rev},10} = P_{10}$$

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 6 a 10.

$$s_{\text{rev},10} = s_6$$

$$h_{\text{rev},10} = h [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},10}, s = s_{\text{rev},10}]$$

$$T_{\text{rev},10} = T [\text{Steam}, P = P_{\text{rev},10}, s = s_{\text{rev},10}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_{10} = h_9 - R_{\text{iso,turb}} \cdot [h_9 - h_{\text{rev},10}]$$

$$s_{10} = s [\text{Steam}, P = P_{10}, h = h_{10}]$$

$$T_{10} = T [\text{Steam}, P = P_{10}, h = h_{10}]$$

PUNTO 11: PRIMER SANGRADO DE LA TURBINA DE BP

ESTADO: Mezcla líquido vapor

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 10 a 11.

$$s_{rev,11} = s_{10}$$

$$P_{11} = P_{sBP,1}$$

$$P_{rev,11} = P_{11}$$

CÁLCULO DEL TÍTULO DE VAPOR con hipótesis de proceso isoentrópico

Si mezcla: $h = h_l(1-x) + h_v x$

Si mezcla: $s = s_l(1-x) + s_v x$

$$s_{l11} = s \left[\text{Steam}, P = P_{11}, x = 0 \right]$$

$$s_{v11} = s \left[\text{Steam}, P = P_{11}, x = 1 \right]$$

$$h_{l11} = h \left[\text{Steam}, P = P_{11}, x = 0 \right]$$

$$h_{v11} = h \left[\text{Steam}, P = P_{11}, x = 1 \right]$$

$$x_{rev,11} = \frac{s_{rev,11} - s_{l11}}{s_{v11} - s_{l11}}$$

$$h_{rev,11} = h_{l11} \cdot [1 - x_{rev,11}] + h_{v11} \cdot x_{rev,11}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_{11} = h_{10} - R_{iso,turb} \cdot [h_{10} - h_{rev,11}]$$

$$x_{11} = \frac{h_{11} - h_{l11}}{h_{v11} - h_{l11}}$$

$$s_{11} = s_{l11} \cdot [1 - x_{11}] + s_{v11} \cdot x_{11}$$

$$T_{11} = T_{sat} \left[\text{Steam}, P = P_{11} \right]$$

PUNTO 12: SEGUNDO SANGRADO DE LA TURBINA DE BP

ESTADO: Mezcla líquido vapor

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 10 a 12.

$$s_{rev,12} = s_{10}$$

$$P_{12} = P_{sBP,2}$$

$$P_{rev,12} = P_{12}$$

CÁLCULO DEL TÍTULO DE VAPOR con hipótesis de proceso isoentrópico

Si mezcla: $h = h_l(1-x) + h_v x$

Si mezcla: $s = s_l(1-x) + s_v x$

$$s_{l12} = s \left[\text{Steam}, P = P_{12}, x = 0 \right]$$

$$s_{v12} = s \left[\text{Steam}, P = P_{12}, x = 1 \right]$$

$$h_{l12} = h \left[\text{Steam}, P = P_{12}, x = 0 \right]$$

$$h_{v12} = h \left[\text{Steam}, P = P_{12}, x = 1 \right]$$

$$x_{rev,12} = \frac{s_{rev,12} - s_{l12}}{s_{v12} - s_{l12}}$$

$$h_{rev,12} = h_{l12} \cdot [1 - x_{rev,12}] + h_{v12} \cdot x_{rev,12}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_{12} = h_{10} - R_{iso,turb} \cdot [h_{10} - h_{rev,12}]$$

$$x_{12} = \frac{h_{12} - h_{l12}}{h_{v12} - h_{l12}}$$

$$s_{12} = s_{l12} \cdot [1 - x_{12}] + s_{v12} \cdot x_{12}$$

$$T_{12} = T_{sat} [\text{Steam}, P = P_{12}]$$

PUNTO 13: SALIDA DE LA TURBINA DE BP/ENTRADA AL CONDENSADOR

ESTADO: Mezcla líquido vapor

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 10 a 13.

$$s_{rev,13} = s_{10}$$

$$P_{13} = P_{cond,in}$$

$$P_{rev,13} = P_{13}$$

CÁLCULO DEL TÍTULO DE VAPOR con hipótesis de proceso isoentrópico

Si mezcla: $h = h_l(1-x) + h_v x$

Si mezcla: $s = s_l(1-x) + s_v x$

$$s_{l13} = s [\text{Steam}, P = P_{13}, x = 0]$$

$$s_{v13} = s [\text{Steam}, P = P_{13}, x = 1]$$

$$h_{l13} = h [\text{Steam}, P = P_{13}, x = 0]$$

$$h_{v13} = h [\text{Steam}, P = P_{13}, x = 1]$$

$$x_{rev,13} = \frac{s_{rev,13} - s_{l13}}{s_{v13} - s_{l13}}$$

$$h_{rev,13} = h_{l13} \cdot [1 - x_{rev,13}] + h_{v13} \cdot x_{rev,13}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA TURBINA = 0.8

$$h_{13} = h_{10} - R_{iso,turb} \cdot [h_{10} - h_{rev,13}]$$

$$x_{13} = \frac{h_{13} - h_{l13}}{h_{v13} - h_{l13}}$$

$$s_{13} = s_{l13} \cdot [1 - x_{13}] + s_{v13} \cdot x_{13}$$

$$T_{13} = T_{sat} [\text{Steam}, P = P_{13}]$$

PUNTO 14: SALIDA DEL CONDENSADOR/ENTRADA A BOMBA DE CONDENSADO

ESTADO: Líquido saturado

Hipótesis: Condensador internamente reversible, no hay pérdidas de carga.

$$P_{14} = P_{cond,in}$$

$$T_{14} = T_{sat} [\text{Steam}, P = P_{14}]$$

$$h_{14} = h [\text{Steam}, P = P_{14}, x = 0]$$

$$s_{14} = s [\text{Steam}, P = P_{14}, x = 0]$$

$$cp_{14} = Cp [\text{Steam}, s = s_{14}, P = P_{14}]$$

$$v_{14} = v [\text{Steam}, s = s_{14}, P = P_{14}]$$

PUNTO 15: SALIDA DE BOMBA DE CONDENSADO/ENTRADA A FWH1 (BP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Presión de salida igual a la presión en el desgasificador, a su vez igual a la presión del sangrado 1 de la turbina de MP.

$$P_{rev,15} = P_7$$

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 14 a 15.

$$s_{rev,15} = s_{14}$$

APROXIMACIÓN A L.I.C.P:

$$EC. GIBBS: s_{rev,15} - s_{14} = c \cdot \ln(T_{rev,15}/T_{14})$$

$$T_{rev,15} = T_{14}$$

$$h_{rev,15} - h_{14} = c \cdot (T_{rev,15} - T_{14}) + v_{14} \cdot (P_{rev,15} - P_{14})$$

$$h_{rev,15} = 0 + v_{14} \cdot [P_{rev,15} - P_{14}] + h_{14}$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA BOMBA DE CONDENSADOS = 0.8

$$P_{15} = P_{rev,15}$$

$$h_{15} = h_{14} + \frac{h_{rev,15} - h_{14}}{R_{iso,bomb,cond}}$$

$$T_{15} = T_{14} + \frac{h_{15} - h_{14} - v_{14} \cdot [P_{15} - P_{14}]}{cp_{14}}$$

$$s_{15} = s_{14} + cp_{14} \cdot \ln \left[\frac{T_{15} + 273.15}{T_{14} + 273.15} \right]$$

$$cp_{15} = Cp [\text{Steam}, T = T_{15}, P = P_{15}]$$

$$v_{15} = v [\text{Steam}, T = T_{15}, P = P_{15}]$$

PUNTO 16: SALIDA DEL FWH1(BP)/ENTRADA A FWH2(BP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de salida de la bomba de condensados. Aproximación a L.I.C.P.

$$T_{16} = T_{sat} [\text{Steam}, P = P_{12}] - TTD$$

$$P_{16} = P_{15}$$

$$h_{16} = h_{15} + cp_{15} \cdot [T_{16} - T_{15}] + v_{15} \cdot [P_{16} - P_{15}]$$

$$s_{16} = s_{15} + cp_{15} \cdot \ln \left[\frac{T_{16} + 273.15}{T_{15} + 273.15} \right]$$

$$cp_{16} = Cp [\text{Steam} , T = T_{16} , P = P_{16}]$$

$$v_{16} = v [\text{Steam} , T = T_{16} , P = P_{16}]$$

PUNTO 17: SALIDA DE FWH2 (BP)/ENTRADA A FWH3(MP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de salida de la bomba de condensados. Aproximación a L.I.C.P.

$$P_{17} = P_{15}$$

$$T_{17} = T_{\text{sat}} [\text{Steam} , P = P_{11}] - \text{TTD}$$

$$s_{17} = s_{16} + cp_{16} \cdot \ln \left[\frac{T_{17} + 273.15}{T_{16} + 273.15} \right]$$

$$h_{17} = h_{16} + cp_{16} \cdot [T_{17} - T_{16}] + v_{16} \cdot [P_{17} - P_{16}]$$

$$cp_{17} = Cp [\text{Steam} , T = T_{17} , P = P_{17}]$$

$$v_{17} = v [\text{Steam} , T = T_{17} , P = P_{17}]$$

PUNTO 18: SALIDA DE FWH3(MP)/ENTRADA A FWH4(MP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de salida de la bomba de condensados. Aproximación a L.I.C.P.

$$P_{18} = P_{15}$$

$$T_{18} = T_{\text{sat}} [\text{Steam} , P = P_9] - \text{TTD}$$

$$s_{18} = s_{17} + cp_{17} \cdot \ln \left[\frac{T_{18} + 263.18}{T_{17} + 263.18} \right]$$

$$h_{18} = h_{17} + cp_{17} \cdot [T_{18} - T_{17}] + v_{17} \cdot [P_{18} - P_{17}]$$

$$cp_{18} = Cp [\text{Steam} , T = T_{18} , P = P_{18}]$$

$$v_{18} = v [\text{Steam} , T = T_{18} , P = P_{18}]$$

PUNTO 19: SALIDA DE FWH4(MP)/ENTRADA AL DEGSIFICADOR

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de salida de la bomba de condensados. Aproximación a L.I.C.P.

$$P_{19} = P_{15}$$

$$T_{19} = T_{\text{sat}} [\text{Steam} , P = P_8] - \text{TTD}$$

$$s_{19} = s_{18} + cp_{18} \cdot \ln \left[\frac{T_{19} + 273.18}{T_{18} + 273.18} \right]$$

$$h_{19} = h_{18} + cp_{18} \cdot [T_{19} - T_{18}] + v_{18} \cdot [P_{19} - P_{18}]$$

$$cp_{19} = Cp [\text{Steam} , T = T_{19} , P = P_{19}]$$

$$v_{19} = v [\text{Steam} , T = T_{19} , P = P_{19}]$$

PUNTO 20: ENTRADA A BOMBA DE ALIMENTACIÓN/SALIDA DEL DEGSIFICADOR

ESTADO: Líquido saturado.

Hipótesis: Presión de entrada igual a la presión del sangrado que llega al

desgasificador.

$$P_{20} = P_7$$

$$h_{20} = h \left[\text{Steam}, P = P_{20}, x = 0 \right]$$

$$s_{20} = s \left[\text{Steam}, P = P_{20}, x = 0 \right]$$

$$T_{20} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{20} \right]$$

$$v_{20} = v \left[\text{Steam}, P = P_{20}, x = 0 \right]$$

$$cp_{20} = Cp \left[\text{Steam}, P = P_{20}, x = 0 \right]$$

PUNTO 21: SALIDA DE LA BOMBA DE ALIMENTACIÓN/ENTRADA A FWH5 (AP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Presión de salida igual a la presión de entrada del tren de generación de vapor.

$$P_{21} = P_{\text{turb,AP,in}}$$

Hipótesis: Proceso isoentrópico de 20 a 21.

$$s_{\text{rev},21} = s_{20}$$

APROXIMACIÓN A L.I.C.P:

$$\text{EC. GIBBS: } s_{\text{rev},21} - s_{20} = c \cdot \ln(T_{\text{rev},21}/T_{20})$$

$$T_{\text{rev},21} = T_{20}$$

$$h_{\text{rev},21} - h_{20} = c \cdot (T_{\text{rev},21} - T_{20}) + v_{20} \cdot (P_{\text{rev},21} - P_{20})$$

$$h_{\text{rev},21} = h_{20} + v_{20} \cdot [P_{21} - P_{20}]$$

PROCESO REAL: RENDIMIENTO ISOENTRÓPICO DE LA BOMBA DE CONDENSADOS = 0.8

$$h_{21} = \frac{h_{\text{rev},21} - h_{20}}{R_{\text{iso,bomb,alim}}} + h_{20}$$

$$T_{21} = T_{20} + \frac{h_{21} - h_{20} - v_{20} \cdot [P_{21} - P_{20}]}{cp_{20}}$$

$$cp_{21} = Cp \left[\text{Steam}, T = T_{21}, P = P_{21} \right]$$

$$s_{21} = s_{20} + cp_{21} \cdot \ln \left[\frac{T_{21} + 273.15}{T_{20} + 273.15} \right]$$

$$v_{21} = v \left[\text{Steam}, P = P_{21}, h = h_{21} \right]$$

PUNTO 22: SALIDA DEL FWH5 (AP)/ENTRADA A FWH6 (AP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de entrada del tren de generación de vapor.

$$P_{22} = P_{21}$$

$$T_{22} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_4 \right] - \text{TTD}$$

$$v_{22} = v_{21}$$

$$s_{22} = cp_{21} \cdot \ln \left[\frac{T_{22} + 273.15}{T_{21} + 273.15} \right] + s_{21}$$

$$h_{22} = h_{21} + v_{22} \cdot [P_{22} - P_{21}] + cp_{21} \cdot [T_{22} - T_{21}]$$

$$cp_{22} = Cp [\text{Steam}, T = T_{22}, P = P_{22}]$$

PUNTO 23: SALIDA DEL FWH6 (AP)/ENTRADA A FWH7 (AP)

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: Se asume que el fluido líquido sale a una presión igual a la presión de entrada del tren de generación de vapor.

$$P_{23} = P_{21}$$

$$T_{23} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_3] - \text{TTD}$$

$$v_{23} = v_{22}$$

$$s_{23} = cp_{22} \cdot \ln \left[\frac{T_{23} + 273.15}{T_{22} + 273.15} \right] + s_{22}$$

$$h_{23} = h_{22} + v_{23} \cdot [P_{23} - P_{22}] + cp_{22} \cdot [T_{23} - T_{22}]$$

PUNTO 24: SALIDA DEL TREN DE CALENTADORES/ENTRADA AL ECONOMIZADOR

ESTADO: Líquido subenfriado.

$$P_{24} = P_{21}$$

$$T_{24} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_2] - \text{TTD}$$

$$h_{24} = h [\text{Steam}, T = T_{24}, P = P_{24}]$$

$$s_{24} = s [\text{Steam}, T = T_{24}, P = P_{24}]$$

$$v_{24} = v [\text{Steam}, T = T_{24}, P = P_{24}]$$

$$cp_{24} = Cp [\text{Steam}, T = T_{24}, P = P_{24}]$$

PUNTO 25: SALIDA DEL ECONOMIZADOR/ENTRADA A EVAPORADOR

ESTADO: Líquido saturado

$$P_{25} = P_{\text{turb,AP,in}}$$

$$T_{25} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_{25}]$$

$$h_{25} = h [\text{Steam}, P = P_{25}, x = 0]$$

$$s_{25} = s [\text{Steam}, P = P_{25}, x = 0]$$

PUNTO 26: SALIDA DEL EVAPORADOR/ENTRADA AL SOBRECALENTADOR

ESTADO: Vapor saturado

$$P_{26} = P_{\text{turb,AP,in}}$$

$$T_{26} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_{26}]$$

$$h_{26} = h [\text{Steam}, P = P_{26}, x = 1]$$

$$s_{26} = s [\text{Steam}, P = P_{26}, x = 1]$$

PUNTO 27: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO DE FWH7 (AP)/ENTRADA A VÁLVULA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido subenfriado a la presión de entrada del primer sangrado de la turbina de AP.

$$P_{27} = P_2$$

$$T_{27} = T_{23} + DCA$$

$$h_{27} = h \left[\text{Steam}, P = P_{27}, T = T_{27} \right]$$

$$s_{27} = s \left[\text{Steam}, P = P_{27}, T = T_{27} \right]$$

PUNTO 28: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO EN FWH7 DE VÁLVULA/ENTRADA A FWH6(AP)

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{28} = h_{27}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del FWH6

$$P_{28} = P_3$$

$$h_{l28} = h \left[\text{Steam}, P = P_{28}, x = 0 \right]$$

$$h_{v28} = h \left[\text{Steam}, P = P_{28}, x = 1 \right]$$

$$s_{l28} = s \left[\text{Steam}, P = P_{28}, x = 0 \right]$$

$$s_{v28} = s \left[\text{Steam}, P = P_{28}, x = 1 \right]$$

$$T_{\text{sat},28} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{28} \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{28} = \frac{h_{28} - h_{l28}}{h_{v28} - h_{l28}}$$

$$s_{28} = s_{l28} \cdot [1 - x_{28}] + x_{28} \cdot s_{v28}$$

$$T_{28} = T_{\text{sat},28}$$

PUNTO 29: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADOR DE FWH6 (AP)/ENTRADA A VÁLVULA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido subenfriado a la presión de entrada del segundo sangrado de la turbina de AP.

$$P_{29} = P_3$$

$$T_{29} = T_{22} + DCA$$

$$h_{29} = h \left[\text{Steam}, P = P_{29}, T = T_{29} \right]$$

$$s_{29} = s \left[\text{Steam}, P = P_{29}, T = T_{29} \right]$$

PUNTO 30: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO EN FWH6 DE VÁLVULA/ENTRADA A FWH5(AP)

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{30} = h_{29}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del FWH5

$$P_{30} = P_4$$

$$h_{l30} = h \left[\text{Steam}, P = P_{30}, x = 0 \right]$$

$$h_{v30} = h \left[\text{Steam}, P = P_{30}, x = 1 \right]$$

$$s_{l30} = s \left[\text{Steam}, P = P_{30}, x = 0 \right]$$

$$s_{v30} = s \left[\text{Steam}, P = P_{30}, x = 1 \right]$$

$$T_{\text{sat},30} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{30} \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{30} = \frac{h_{30} - h_{l30}}{h_{v30} - h_{l30}}$$

$$s_{30} = s_{l30} \cdot [1 - x_{30}] + x_{30} \cdot s_{v30}$$

$$T_{30} = T_{\text{sat},30}$$

PUNTO 31: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADOR DE FWH5 (AP)/ENTRADA A VÁLVULA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido subenfriado a la presión de entrada del tercer sangrado de la turbina de AP.

$$P_{31} = P_4$$

$$T_{31} = T_{21} + \text{DCA}$$

$$h_{31} = h \left[\text{Steam}, P = P_{31}, T = T_{31} \right]$$

$$s_{31} = s \left[\text{Steam}, P = P_{31}, T = T_{31} \right]$$

PUNTO 32: SALIDA DE VÁLVULA /ENTRADA AL DESGASIFICADOR

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{32} = h_{31}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del desgasificador

$$P_{32} = P_7$$

$$h_{l32} = h \left[\text{Steam}, P = P_{32}, x = 1 \right]$$

$$h_{v32} = h \left[\text{Steam}, P = P_{32}, x = 0 \right]$$

$$s_{l32} = s \left[\text{Steam}, P = P_{32}, x = 1 \right]$$

$$s_{v32} = s \left[\text{Steam}, P = P_{32}, x = 0 \right]$$

$$T_{\text{sat},32} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{32} \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{32} = \frac{h_{32} - h_{l32}}{h_{v32} - h_{l32}}$$

$$s_{32} = s_{l32} \cdot [1 - x_{32}] + x_{32} \cdot s_{v32}$$

$$T_{32} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_{32}]$$

PUNTO 33: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADO EN FWH4(MP)/ENTRADA DE VÁLVULA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido subenfriado a la presión de entrada del primer sangrado de la turbina de MP.

$$P_{33} = P_8$$

$$T_{33} = T_{18} + \text{DCA}$$

$$h_{33} = h [\text{Steam}, P = P_{33}, T = T_{33}]$$

$$s_{33} = s [\text{Steam}, P = P_{33}, T = T_{33}]$$

PUNTO 34: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO DE VÁLVULA /ENTRADA AL

FWH3(BP)

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{34} = h_{33}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del FWH3

$$P_{34} = P_9$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$h_{l34} = h [\text{Steam}, P = P_{34}, x = 0]$$

$$h_{v34} = h [\text{Steam}, P = P_{34}, x = 1]$$

$$s_{l34} = s [\text{Steam}, P = P_{34}, x = 0]$$

$$s_{v34} = s [\text{Steam}, P = P_{34}, x = 1]$$

$$x_{34} = \frac{h_{34} - h_{l34}}{h_{v34} - h_{l34}}$$

$$s_{34} = s_{l34} \cdot [1 - x_{34}] + x_{34} \cdot s_{v34}$$

$$T_{34} = T_{\text{sat}} [\text{Steam}, P = P_{34}]$$

PUNTO 35: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADO EN FWH3(MP)/ENTRADA DE VÁLVULA DE

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido subenfriado a la presión de entrada del tercer sangrado de la turbina de BP.

$$P_{35} = P_9$$

$$T_{35} = T_{17} + \text{DCA}$$

$$h_{35} = h \left[\text{Steam}, P = P_{35}, T = T_{35} \right]$$

$$s_{35} = s \left[\text{Steam}, P = P_{35}, T = T_{35} \right]$$

PUNTO 36: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO DE FWH3 DE VÁLVULA ISOENTÁLPICA/ENTRADA A FWH2(BP)

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{36} = h_{35}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del FWH2

$$P_{36} = P_{11}$$

$$h_{l36} = h \left[\text{Steam}, P = P_{36}, x = 0 \right]$$

$$h_{v36} = h \left[\text{Steam}, P = P_{36}, x = 1 \right]$$

$$s_{l36} = s \left[\text{Steam}, P = P_{36}, x = 0 \right]$$

$$s_{v36} = s \left[\text{Steam}, P = P_{36}, x = 1 \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{36} = \frac{h_{36} - h_{l36}}{h_{v36} - h_{l36}}$$

$$s_{36} = s_{l36} \cdot [1 - x_{36}] + x_{36} \cdot s_{v36}$$

$$T_{36} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{36} \right]$$

PUNTO 37: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADO EN FWH2(BP)/ENTRADA DE VÁLVULA ISOENTÁLPICA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido saturado a la presión de entrada del primer sangrado de la turbina de BP.

$$P_{37} = P_{11}$$

$$T_{37} = T_{16} + \text{DCA}$$

$$h_{37} = h \left[\text{Steam}, P = P_{37}, T = T_{37} \right]$$

$$s_{37} = s \left[\text{Steam}, P = P_{37}, T = T_{37} \right]$$

PUNTO 38: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO DE FWH2 DE VÁLVULA ISOENTÁLPICA/ENTRADA A FWH1(BP)

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{38} = h_{37}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del FWH2

$$P_{38} = P_{12}$$

$$h_{l38} = h \left[\text{Steam}, P = P_{38}, x = 0 \right]$$

$$h_{v38} = h \left[\text{Steam}, P = P_{38}, x = 1 \right]$$

$$s_{l38} = s \left[\text{Steam}, P = P_{38}, x = 0 \right]$$

$$sv_{38} = s \left[\text{Steam}, P = P_{38}, x = 1 \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{38} = \frac{h_{38} - hl_{38}}{hv_{38} - hl_{38}}$$

$$s_{38} = sl_{38} \cdot [1 - x_{38}] + x_{38} \cdot sv_{38}$$

$$T_{38} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = P_{38} \right]$$

PUNTO 39: SALIDA DEL VAPOR CONDENSADO EN FWH1(BP)/ENTRADA DE VÁLVULA ISOENTÁLPICA

ESTADO: Líquido subenfriado

Hipótesis: salida del vapor como líquido saturado a la presión de entrada del segundo sangrado de la turbina de BP.

$$P_{39} = P_{12}$$

$$T_{39} = T_{15} + \text{DCA}$$

$$h_{39} = h \left[\text{Steam}, P = P_{39}, T = T_{39} \right]$$

$$s_{39} = s \left[\text{Steam}, P = P_{39}, T = T_{39} \right]$$

PUNTO 40: SALIDA DE VAPOR CONDENSADO DE FWH1 DE VÁLVULA ISOENTÁLPICA/ENTRADA A CONDENSADOR

ESTADO: mezcla líquido vapor

Hipótesis: Se asume válvula de estrangulación isoentálpica

$$h_{40} = h_{30}$$

Hipótesis: estrangula hasta la presión de entrada del condensador

$$P_{40} = P_{\text{cond},in}$$

$$hl_{40} = h \left[\text{Steam}, P = P_{40}, x = 0 \right]$$

$$hv_{40} = h \left[\text{Steam}, P = P_{40}, x = 1 \right]$$

$$sl_{40} = s \left[\text{Steam}, P = P_{40}, x = 0 \right]$$

$$sv_{40} = s \left[\text{Steam}, P = P_{40}, x = 1 \right]$$

CÁLCULO DE LA FRACCIÓN DE VAPOR:

$$x_{40} = \frac{h_{40} - hl_{40}}{hv_{40} - hl_{40}}$$

$$s_{40} = sl_{40} \cdot [1 - x_{40}] + x_{40} \cdot sv_{40}$$

$$T_{40} = T_{\text{sat}} \left[\text{Steam}, P = 0.1 \right]$$

CÁLCULO DE LAS EXTRACCIONES DE VAPOR

$$h_{23} + y_1 \cdot h_2 = y_1 \cdot h_{27} + h_{24}$$

$$y_2 \cdot h_3 + h_{22} + y_1 \cdot h_{28} = [y_1 + y_2] \cdot h_{29} + h_{23}$$

$$h_{21} + y_3 \cdot h_4 + [y_1 + y_2] \cdot h_{30} = h_{22} + h_{31} \cdot [y_1 + y_2 + y_3]$$

$$[1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{19} + [y_1 + y_2 + y_3] \cdot h_{32} + y_4 \cdot h_7 = h_{20}$$

$$[1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{18} + y_5 \cdot h_8 = y_5 \cdot h_{33} + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{19}$$

$$[1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{17} + y_6 \cdot h_9 + h_{34} \cdot y_5 = [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{18} + [y_5 + y_6] \cdot h_{35}$$

$$[1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{16} + y_7 \cdot h_{11} + [y_5 + y_6] \cdot h_{36} = [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{17} + [y_5 + y_6 + y_7] \cdot h_{37}$$

$$[1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{15} + y_8 \cdot h_{12} + [y_5 + y_6 + y_7] \cdot h_{38} = [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot h_{16} + [y_5 + y_6 + y_7 + y_8] \cdot h_{39}$$

CÁLCULO DE POTENCIA

$$w_{AP,1} = h_1 - h_2 + [1 - y_1] \cdot [h_2 - h_3] + [1 - y_1 - y_2] \cdot [h_3 - h_4] + [1 - y_1 - y_2 - y_3] \cdot [h_4 - h_5]$$

$$w_{MP,1} = [1 - y_1 - y_2 - y_3] \cdot [h_6 - h_7] + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot [h_7 - h_8] + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5] \cdot [h_8 - h_9] + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6] \cdot [h_9 - h_{10}]$$

$$w_{BP,1} = [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6] \cdot [h_{10} - h_{11}] + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7] \cdot [h_{11} - h_{12}] + [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8] \cdot [h_{12} - h_{13}]$$

$$w_{al,1} = h_{21} - h_{20}$$

$$w_{cond,1} = [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4] \cdot [h_{15} - h_{14}]$$

$$W = 200000$$

$$m_{vapor} = \frac{W}{w_{AP,1} + w_{MP,1} + w_{BP,1} - w_{al,1} - w_{cond,1}}$$

$$W_{Bruta} = [w_{AP,1} + w_{MP,1} + w_{BP,1} - w_{al,1} - w_{cond,1}] \cdot m_{vapor}$$

$$W_{tAP,1} = w_{AP,1} \cdot m_{vapor}$$

$$W_{tMP,1} = w_{MP,1} \cdot m_{vapor}$$

$$W_{tBP,1} = w_{BP,1} \cdot m_{vapor}$$

$$W_{tal,1} = w_{al,1} \cdot m_{vapor}$$

$$W_{tcond,1} = w_{cond,1} \cdot m_{vapor}$$

$$q_{eco,1} = h_{25} - h_{24}$$

$$q_{eva,1} = \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}} [\text{Steam}, T = T_{25}]$$

$$q_{sobre,1} = h_1 - h_{26}$$

$$q_{rec,1} = h_6 - h_5$$

$$Q_{teco,1} = m_{vapor} \cdot q_{eco,1}$$

$$Q_{teva,1} = m_{vapor} \cdot q_{eva,1}$$

$$Q_{tsobre,1} = m_{vapor} \cdot q_{sobre,1}$$

$$Q_{trec,1} = m_{vapor} \cdot q_{rec,1} \cdot [1 - y_1 - y_2 - y_3]$$

$$Q_{comp} = Q_{teco,1} + Q_{teva,1} + Q_{tsobre,1} + Q_{trec,1}$$

$$Q_{gv} = Q_{teco,1} + Q_{teva,1} + Q_{tsobre,1}$$

$$Q_{suma,calores,tren} = m_{vapor} \cdot [q_{eco,1} + q_{eva,1} + q_{sobre,1}] + q_{rec,1} \cdot [1 - y_1 - y_2 - y_3] \cdot m_{vapor}$$

Potencia neta

$$R_{dto_{gen}} = 0.925$$

$$W_{Neta} = R_{dto_{gen}} \cdot W_{Bruta}$$

$$R_{to_{ciclo,1}} = \frac{W_{tAP,1} + W_{tMP,1} + W_{tBP,1} - W_{tal,1} - W_{tcond,1}}{Q_{suma,calores,tren}}$$

$$W_{motor,total} = 411.98 \cdot 36$$

Rendimiento de ventiladores

$$R_{to_{ciclo,2}} = \frac{W_{tAP,1} + W_{tMP,1} + W_{tBP,1} - W_{tal,1} - W_{tcond,1} - W_{motor,total}}{Q_{suma,calores,tren}}$$

$$Var_{Rto} = \left[\frac{R_{to_{ciclo,1}} - R_{to_{ciclo,2}}}{R_{to_{ciclo,1}}} \right] \cdot 100$$

Calculo de gasto másico de aceite

Sobrecalentador, Economizador y Evaporador mismo gasto másico

$$T_{ac,1} = 393 \quad \text{Entrada al ciclo de potencia, se bifurca}$$

$$T_{ac,5} = 220 \quad \text{Salida del calentador}$$

$$cp_{ac,1} = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = \frac{T_{ac,1} + T_{ac,2}}{2} \right]$$

$$cp_{ac,2} = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = \frac{T_{ac,2} + T_{ac,3}}{2} \right]$$

$$cp_{ac,3} = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = \frac{T_{ac,3} + T_{ac,4}}{2} \right]$$

$$cp_{ac,4} = Cp \left[\text{Therminol}_{VP1}, T = \frac{T_{ac,1} + T_{ac,5}}{2} \right]$$

$$Q_{tsobre,1} = m_{ac,1} \cdot cp_{ac,1} \cdot [T_{ac,1} - T_{ac,2}]$$

$$Q_{teva,1} = m_{ac,1} \cdot cp_{ac,2} \cdot [T_{ac,2} - T_{ac,3}]$$

$$Q_{teco,1} = m_{ac,1} \cdot cp_{ac,3} \cdot [T_{ac,3} - T_{ac,4}]$$

$$Q_{trec,1} = m_{ac,2} \cdot cp_{ac,4} \cdot [T_{ac,1} - T_{ac,5}]$$

$$m_{ac,total} \cdot x = m_{ac,2}$$

$$m_{ac,total} = m_{ac,1} + m_{ac,2}$$

$$m_{ac,total} = 2034.2$$

Function **c2** (fil)

If [fil = 4] Then

c := 0.89

If [fil = 5] Then

c := 0.92

If [fil = 6] Then

c := 0.95

If [fil = 8] Then

c := 0.98

c2 := c

End **c2**

Function **ntubos** (N, f)

x := MOD [N, f]

y := f - MOD [N, f]

z := Min [x, y]

If [z = x] Then

N_{tubos} := N - x

If [z = y] Then

N_{tubos} := N + y

ntubos := N_{tubos}

End **ntubos**

Function **filas** (A)

fil := 0

If [A = 107.2] Then

fil := 4

If [A = 134] Then

fil := 5

If [A = 160.8] Then

fil := 6

If [A = 214.4] Then

```

        fil := 8

    filas := fil

End filas

Function ratio (R)

    filas4 := | R - 107.2 |
    filas5 := | R - 134 |
    filas6 := | R - 160.8 |
    filas8 := | R - 214.4 |

    R := Min [ filas4, filas5, filas6 ]

    If [ R = filas4 ] Then

        rat := 107.2

    If [ R = filas5 ] Then

        rat := 134

    If [ R = filas6 ] Then

        rat := 160.8

    If [ R = filas8 ] Then

        rat := 214.4

    ratio := rat

End ratio

Function maximo (v1, v2)

    If [ v1 > v2 ] Then

        v := v1

    Else

        v := v2

    EndIf

    maximo := v

End maximo

```

CÁLCULO DEL AEROCONDENSADOR

DATOS DE PARTIDA:

VAPOR

$$T_{v,ent} = 45.82 \text{ [C]}$$

$$h_{v,ent} = 2351 \text{ [kJ/kg]}$$

$$T_{v,sal} = 45.82 \text{ [C]}$$

$$h_{v,sal} = 191.8 \text{ [C]}$$

$$P_{v,ent} = 0.1 \text{ [bar]}$$

$$y_1 = 0.03383$$

$$y_2 = 0.03519$$

$$y_3 = 0.04221$$

$$y_4 = 0.04904$$

$$y_5 = 0.04171$$

$$y_6 = 0.04284$$

$$y_7 = 0.04378$$

$$y_8 = 0.04524$$

$$m_v = 221.2 \text{ [kg/s]}$$

$$m_{v,cond,1} = m_v \cdot [1 - y_1 - y_2 - y_3 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8]$$

La masa de vapor se bifurca en 6 ramas, paralelas, con las columnas de ventiladores entre ellas

$$columnas = 6$$

$$m_{v,cond} = \frac{m_{v,cond,1}}{columnas}$$

AIRE

$$T_{air,ent} = 32 \text{ [C]}$$

$$P_{air} = 0.88 \text{ [bar]}$$

1) Especificaciones iniciales:

Se selecciona un tubo de 25.4 mm de diámetros exterior y 15.9 mm de altura de aleta y 394 aletas por metro, ya que el caudal de vapor es muy grande. Se considera un espesor de 13 BWG: 2.413 mm

MATERIAL TUBO: Acero al carbono

MATERIAL ALETAS: Aluminio

$$D_o = 25.4 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

$$e_t = 2.413 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

$$D_i = D_o - 2 \cdot e_t$$

$$h_f = 15.9 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

$$e_f = 0.305 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

$$N_{f,por,metro} = 394$$

Disposición triangular de los tubos:

$$\text{Pitch} = 64 \cdot 0.001 \text{ [m]}$$

2) Balances de energía:

Calor a disipar por cada columna de ventiladores.

$$-Q_{cond,total} = m_{v,cond,1} \cdot [h_{v,sal} - h_{v,ent}] \cdot 1000$$

$$-Q_{cond} = m_{v,cond} \cdot [h_{v,sal} - h_{v,ent}] \cdot 1000 \quad \text{El calor es cedido por el vapor por lo que sería negativo, por comodidad se pone en positivo}$$

Se estima la temperatura de salida del aire:

Como una primera aproximación se considera una temperatura 3°C por debajo de la temperatura de salida del vapor condensado.

$$T_{air,sal,est,1} = T_{v,sal} - 3$$

$$T_{air,m,1} = [T_{air,sal,est,1} + T_{air,ent}] \cdot 0.5$$

$$cp_{air,m,1} = C_p [Air, T = T_{air,m,1}]$$

$$m_{air,1} = \frac{Q_{cond}}{cp_{air,m,1} \cdot 1000 \cdot [T_{air,sal,est,1} - T_{air,ent}]}$$

3) Diferencia de temperaturas logarítmica media:

$$\delta T_{1,1} = T_{v,sal} - T_{air,ent}$$

$$\delta T_{2,1} = T_{v,ent} - T_{air,sal,est,1}$$

$$LMTD_1 = \frac{\delta T_{1,1} - \delta T_{2,1}}{\ln \left[\frac{\delta T_{1,1}}{\delta T_{2,1}} \right]}$$

4) Factor de corrección de la temperatura logarítmica media: Al existir cambio de fase, F=1

$$F = 1$$

5) Estimación del coeficiente global de transferencia de calor, U_D

Obtenido de las tablas del engineer data book, para vapor puro (sin incondensables).

$$U_D = 30 \text{ [W/m}^2\text{·C]}$$

6) Cálculo del área de transferencia:

$$A_1 = \frac{Q_{cond}}{U_D \cdot F \cdot LMTD_1}$$

7) En vista a la guía de diseño, un tubo de longitud 3 veces el ancho es asumido:

La velocidad del viento estándar es 3.05 m/s, resultante en una pérdida de presión razonable.

$$v_{air,std} = 3.05 \text{ [m/s]}$$

Densidad y el cp para condiciones estandar

$$\rho_{\text{air,std}} = 1.2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$c_{p,\text{air,std}} = 1045 \text{ [W/m}^2\cdot\text{K]}$$

$$A_{\text{cara},1} = \frac{m_{\text{air},1}}{\rho_{\text{air,std}} \cdot v_{\text{air,std}}}$$

$$\frac{A_1}{A_{\text{cara},1}} = R_1$$

Atendiendo al ratio, R , obtenido, la configuración más cercana es 6 filas de tubos por placa de tubos. Se recomienda un mínimo de cuatro tubos

$$\text{APSM}_1 = \text{ratio} [R_1]$$

$$A_{\text{cara},2,1} = \frac{A_1}{\text{APSM}_1}$$

Comprobación de la estimación de la temperatura de salida del aire:

$$m_{\text{aire},1} = v_{\text{air,std}} \cdot \rho_{\text{air,std}} \cdot A_{\text{cara},2,1}$$

$$T_{\text{air,sal},1} = \frac{Q_{\text{cond}}}{m_{\text{aire},1} \cdot c_{p,\text{air,std}}} + T_{\text{air,ent}}$$

$T_{\text{air,sal},1}$ resulta en 40.93°C, muy parecido:

SE CONSIDERA QUE LA ESTIMACIÓN INICIAL DE $T_{\text{AIR,SAL}}=42.85^\circ\text{C}$ ES CORRECTA

$$j = 1$$

$$\text{filas}_{\text{tubos},1} = \text{filas} [\text{APSM}_1]$$

a) El condensador es en forma de A, por lo que el área perpendicular al flujo de aire está formado por dos bandejas de tubos iguales, se calculan las dimensiones para una única bandeja de tubos, $A_{\text{cara}}/2$

b) Cada columna de ventiladores está formada por 3 módulos individuales de 2 ventiladores cada uno, por lo que se divide el área entre 3, $A_{\text{cara}}/3$

Considerando las observaciones a) y b), el área de la cara calculada ($A_{\text{cara},2,1}$) se debe dividir entre 6, $A_{\text{cara},2,1}/(2 \cdot 3)$ dando lugar al área de una cara lateral de cada módulo

La guía de diseño establece una ratio 3:1 entre la longitud y el ancho de CADA ventilador de 3:1

$$A_{\text{caralat,module},1} = \frac{A_{\text{cara},2,1}}{2 \cdot 3}$$

$$L_{\text{ventilador},1} = 3 \cdot W_{\text{ventilador},1}$$

$$A_{\text{caralat,ventilador},1} = \frac{A_{\text{caralat,module},1}}{2}$$

$$A_{\text{caralat,ventilador},1} = 3 \cdot W_{\text{ventilador},1}^2$$

$$H_{\text{triangulo},1} = L_{\text{ventilador},1} \cdot \sin [60]$$

Sale una altura muy grande, debería estar entre 10-15 metros, se aumentan las filas de tubos a 8 y se recalcula la temperatura de salida y las dimensiones

$$APSM_2 = 214.4$$

$$A_{cara,2,2} = \frac{A_1}{APSM_2}$$

Comprobación de la estimación de la temperatura de salida del aire:

$$m_{aire,2} = v_{air,std} \cdot \rho_{air,std} \cdot A_{cara,2,2}$$

$$T_{air,sal,2} = \frac{Q_{cond}}{m_{aire,2} \cdot cp_{air,std}} + T_{air,ent}$$

$T_{air,sal,2}$ resulta en 43.32°C, muy parecido:

SE CONSIDERA QUE LA ESTIMACIÓN INICIAL DE $T_{AIR,SAL}$ = 42.85°C ES CORRECTA

$$i = 2$$

$$filas_{tubos,2} = filas [APSM_2]$$

$$A_{caralat,module,2} = \frac{A_{cara,2,2}}{2 \cdot 3}$$

$$L_{ventilador,2} = 3 \cdot W_{ventilador,2}$$

$$A_{caralat,ventilador,2} = \frac{A_{caralat,module,2}}{2}$$

$$A_{caralat,ventilador,2} = 3 \cdot W_{ventilador,2}^2$$

$$H_{triangulo,2} = L_{ventilador,2} \cdot \sin [60]$$

$$L = L_{ventilador,2}$$

$$APM = 1.7$$

Número total de tubos por columna por las dos caras

$$n_t = \frac{A_1}{APM \cdot L}$$

Se considera que cada módulo se fabrica de manera independiente, número de tubos por módulo las dos caras.

$$n_{t,module} = \text{Ceil} \left[\frac{n_t}{3} \right]$$

Calculo el número de tubos que hay en una única cara de un módulo

$$n_{t,module,cara} = \text{Ceil} \left[\frac{n_{t,module}}{2} \right]$$

Ahora si puedo calcular el número de tubos por fila de bandeja.

$$N_{\text{tubos, fila}} = \frac{n_{\text{tubos}} [n_{\text{t, modulo, cara}}, \text{ filas}_{\text{tubos, 2}}]}{\text{filas}_{\text{tubos, 2}}}$$

Considerando que la bandeja es de ancho como el módulo y ocupa una cara lateral

$$N_{\text{tubos, bandeja}} = N_{\text{tubos, fila}} \cdot \text{filas}_{\text{tubos, 2}}$$

Número de tubos por módulo ambas caras

$$n_{\text{t, modulo, ambas}} = N_{\text{tubos, bandeja}} \cdot 2$$

Número de tubos por columna por las dos caras

$$N_{\text{tubos, col}} = n_{\text{t, modulo, ambas}} \cdot 3$$

$$N_{\text{tubos, TOTAL}} = N_{\text{tubos, col}} \cdot 6$$

El correspondiente ancho de la bandeja de tubos es la distancia entre tubos por el número de tubos por fila, sumando 50.8 mm por ensamblaje

$$W_{\text{modulo, 3}} = \text{Pitch} \cdot N_{\text{tubos, fila}} + 50.8 \cdot 0.001$$

El área de la parrilla de tubos actual, y la velocidad estandar son:

$$A_{\text{cara, modulo, std}} = W_{\text{modulo, 3}} \cdot L$$

$$A_{\text{cara, column, std}} = 3 \cdot A_{\text{cara, modulo, std}}$$

Se considera la velocidad del aire por las dos caras

$$V_{\text{cara, std}} = \frac{m_{\text{air, 1}}}{\rho_{\text{air, std}} \cdot 2 \cdot A_{\text{cara, column, std}}}$$

8) Pasos por tubo:

Se selecciona 1 paso por tubo.

$$n_p = 1$$

9) Calcular el coeficiente global de transferencia de calor requerido:

$$U_{\text{req}} = \frac{Q_{\text{cond}}}{N_{\text{tubos, col}} \cdot \text{APM} \cdot L \cdot F \cdot \text{LMTD}_1}$$

10) Cálculo del coeficiente convectivo del vapor

Dentro de los tubos se da cambio de fase, condensación, se acude a las correlaciones

No se conoce la temperatura de la superficie de los tubos, se estima como $T_{\text{sat}} - 3^\circ\text{C} = 42.82^\circ\text{C}$

$$T_{\text{s, est}} = T_{\text{v, ent}} - 3$$

$$T_f = [T_{\text{v, ent}} + T_{\text{s, est}}] \cdot 0.5$$

$$\rho_l = \rho [\text{Steam}, T = T_f, x = 0]$$

$$\rho_v = \rho [\text{Steam}, T = T_{\text{v, ent}}, x = 1]$$

$$\mu_v = \text{Visc} [\text{Steam}, T = T_{v,ent}, x = 1]$$

$$\mu_l = \text{Visc} [\text{Steam}, T = T_f, x = 0]$$

$$k_l = k [\text{Steam}, T = T_f, x = 0]$$

$$k_v = k [\text{Steam}, T = T_{v,ent}, x = 1]$$

$$cp_l = Cp [\text{Steam}, T = T_f, x = 0]$$

$$cp_v = Cp [\text{Steam}, T = T_{v,ent}, x = 1]$$

$$h_{lv} = \text{Enthalpy}_{\text{vaporization}} [\text{Steam}, P = 0.1]$$

-----CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL VAPOR A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR-----

$$x_{ent} = 0.9$$

$$\rho_{ent} = \rho [\text{Steam}, T = T_{v,ent}, x = x_{ent}]$$

$$V_{v,ent} = \frac{\frac{m_{v,cond,1}}{7} \cdot \frac{n_p}{N_{tubos,col}}}{\rho_{ent} \cdot \pi \cdot 0.25 \cdot D_I^2}$$

$$Re_{vt} = \frac{\rho_v \cdot V_{v,ent} \cdot D_I}{\mu_v} \quad \text{Resulta } < 3500, \text{ correcto.}$$

$$h_{lv,prima} = h_{lv} \cdot [1 + 3 / 8 \cdot Ja]$$

$$Ja = \frac{cp_l \cdot [T_{v,sal} - T_{s,est}]}{h_{lv}}$$

$$g_{rav} = 9.807 \quad [m/s^2]$$

$$h_D = 0.555 \cdot \left[\frac{g_{rav} \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot k_l^3 \cdot h_{lv,prima}}{\mu_l \cdot (T_{v,ent} - T_{s,est}) \cdot D_I} \right]^{0.25}$$

12) Cálculo del coeficiente de convección del aire

$$S_T = \text{Pitch}$$

$$S_L = \text{Pitch}$$

$$S_D = \sqrt{S_T^2 + [S_L \cdot 0.5]^2}$$

Se calcula la velocidad media del aire

$$T_{air,m} = [T_{air,ent} + T_{air,sal,est,1}] \cdot 0.5$$

$$\rho_{air,m} = \rho [\text{Air}, T = T_{air,m}, P = P_{air}]$$

$$\mu_{air,m} = \text{Visc} [\text{Air}, T = T_{air,m}]$$

$$V_{cara,media} = V_{cara,std} \cdot \frac{\rho_{air,std}}{\rho_{air,m}}$$

$$V_{air,1} = S_T \cdot \frac{V_{cara,media}}{2 \cdot [S_D - D_o]}$$

$$V_{air,2} = S_T \cdot \left[\frac{V_{cara,media}}{S_T - D_o} \right]$$

$$V_{air,max} = \text{maximo} [V_{air,1}, V_{air,2}]$$

$$Re_{air} = \frac{\rho_{air,m} \cdot V_{air,max} \cdot D_o}{\mu_{air,m}}$$

$$cp_{air,m} = Cp [Air, T = T_{air,m}]$$

$$k_{air,m} = k [Air, T = T_{air,m}]$$

$$Pr_{air} = \frac{\mu_{air,m} \cdot cp_{air,m} \cdot 1000}{k_{air,m}}$$

$$a_1 = \frac{S_T}{D_o}$$

$$a_2 = \frac{S_L}{D_o}$$

$$C_1 = 0.44975$$

$$m = 0.5655$$

N_L es el número de filas de tubos, salen 8 filas de tubos

$$N_L = \text{filas}_{tubos,2}$$

$$C_2 = c_2 [N_L]$$

Correlación de Grimison:

$$Nusselt_{D,air,1} = 1.13 \cdot C_1 \cdot Re_{air}^m \cdot Pr_{air}^{[1/3]}$$

$$Nusselt_{D,air,2} = Nusselt_{D,air,1} \cdot C_2$$

$$h_{air} = k_{air,m} \cdot \frac{Nusselt_{D,air,2}}{D_o}$$

13) Eficiencia de las aletas

Conductividad del aluminio

$$k_{al} = k [Aluminum, T = T_{air,m}]$$

Radio exterior del tubo sin aleta/Radio interno de la aleta

$$r_1 = \frac{D_o}{2}$$

Radio externo de la aleta

$$r_2 = r_1 + h_f$$

Radio externo de la aleta corregido

$$r_{2c} = r_2 + \frac{e_f}{2}$$

Longitud de la aleta corregida

$$L_c = h_f + \frac{e_f}{2}$$

Area de perfil de la aleta corregida

$$A_p = L_c \cdot e_f$$

$$\text{Ratio}_{\text{aletas}} = \frac{r_{2c}}{r_1}$$

$$f_{\text{aleta}} = L_c^{1.5} \cdot \left[\frac{h_{\text{air}}}{k_{\text{al}} \cdot A_p} \right]^{0.5}$$

$$\text{eff}_{\text{aleta}} = 0.773$$

Área extendida de la aleta-Área de las caras circulares por unidad de longitud

$$A_f = 2 \cdot N_{f,\text{por,metro}} \cdot \pi \cdot [r_{2c}^2 - r_1^2]$$

Área de la superficie del tubo sin aletas que participa en la transferencia de calor por unidad de longitud

$$A_{f,b} = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot [1 - N_{f,\text{por,metro}} \cdot e_f]$$

Ratio Area de las caras transversales de la aleta/área total de transferencia de calor

$$R_{p_f} = \frac{A_f}{A_f + A_{f,b}}$$

Ratio Area de la superficie del tubo/área total de transferencia de calor

$$R_{p_{f,b}} = \frac{A_{f,b}}{A_f + A_{f,b}}$$

Eficiencia ponderada del area aleteada:

$$\text{eff}_w = R_{p_{f,b}} + \text{eff}_{\text{aleta}} \cdot R_{p_f}$$

14) Factores de corrección de la temperatura de la pared y la viscosidad

El lado del aire no necesita factor de corrección de viscosidad (gas)

El factor de corrección de viscosidad para vapor según la figura 10.19 del Engineering Data Book es de 1

15) Coeficiente global de diseño

Fouling factor - Engineering data book, pure steam

$$r_f = 0.00009 \text{ [m}^2\text{-C/W]}$$

$$R_{ei} = 26.3$$

$$k_{cs} = 64$$

$$U_c = \left[\frac{R_{ei}}{h_D} + \frac{APM \cdot \ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{cs}} + \frac{1}{\text{eff}_w \cdot h_{air}} \right]^{-1}$$

16) Suciedad admisible

$$R_D = r_f \cdot APM$$

17) Coeficiente de sobrediseño

$$U_{DD} = \left[\frac{1}{U_c} + R_D \right]^{-1}$$

18) Sobredimensionamiento de la superficie y sobrediseño

Sobredimensionamiento de la superficie:

$$\text{Over}_{\text{surface}} = \left[\frac{U_c}{U_{\text{req}}} - 1 \right] \cdot 100$$

Sobrediseño

$$\text{Over}_{\text{design}} = \left[\frac{U_{DD}}{U_{\text{req}}} - 1 \right] \cdot 100$$

19) Caída de presión en los tubos

Se considera que el proceso de cambio de fase es a presión constante.

20) Caída de presión en la carcasa (Aire)

Correlaciones de flujo externo: resistencia al paso de un fluido

$$P_T = \frac{S_T}{D_o}$$

$$P_L = \frac{S_L}{D_o}$$

$$\text{fricc} = 0.35$$

$$x = 1$$

$$\delta P_{\text{air}} = N_L \cdot x \cdot \rho_{\text{air},m} \cdot V_{\text{air},\text{max}}^2 \cdot 0.5 \cdot \text{fricc} \cdot 0.00001$$

21) Dimensionamiento del ventilador

Los ventiladores deben cubrir un 40% del area de los tubos. Considerando los módulos de dos ventiladores:

$$A_{\text{vent}} = \pi \cdot D_{\text{fan}}^2 \cdot 0.25$$

$$A_{\text{transv}} = 2 \cdot \sin [30] \cdot L \cdot W_{\text{modulo},3}$$

$$2 \cdot A_{\text{vent}} = 0.4 \cdot A_{\text{transv}}$$

Para condensadores de tiro inducido, la presión estática del ventilador es igual la pérdida de carga por el lado del aire

Flujo volumétrico por ventilador:

$$\rho_{\text{air,sal}} = \rho [\text{Air}, T = T_{\text{air,sal,est},1}, P = P_{\text{air}}]$$

$$v_{\text{fan}} = \frac{m_{\text{air},1}}{6 \cdot \rho_{\text{air,sal}}} \text{ m}^3/\text{s}$$

22) Dimensionamiento del motor

$$V_{\text{fr}} = \frac{v_{\text{fan}}}{\pi \cdot D_{\text{fan}}^2 \cdot 0.25}$$

$$\text{kin}_{\text{los}} = 1 \cdot \rho_{\text{air,sal}} \cdot \frac{V_{\text{fr}}^2}{2}$$

$$\delta P_{\text{fan}} = \delta P_{\text{air}} \cdot 100000 + \text{kin}_{\text{los}}$$

$$\text{rdto}_{\text{fan}} = 0.7$$

$$W_{\text{fan}} = \delta P_{\text{fan}} \cdot \frac{v_{\text{fan}}}{\text{rdto}_{\text{fan}}}$$

$$\text{Rdto}_{\text{reductor}} = 0.835$$

$$W_{\text{motor}} = \frac{W_{\text{fan}}}{\text{Rdto}_{\text{reductor}}}$$

Dimensiones y área total del aerocondensador

$$H_{\text{AC}} = H_{\text{triangulo},2}$$

$$W_{\text{AC}} = W_{\text{modulo},3} \cdot 3$$

$$L_{\text{AC}} = 2 \cdot L \cdot \sin [30] \cdot 6$$

$$A_{\text{AC}} = W_{\text{AC}} \cdot L_{\text{AC}}$$